

**А.Б. Зырянова
Е.Г. Кучумов
Е.Н. Корепанова**

РАСЧЕТЫ МЕХАНИЗМОВ КРАНОВ ДЛЯ ЛЕСНЫХ ГРУЗОВ



Федеральное агентство по образованию

ГОУ ВПО «Уральский государственный
лесотехнический университет»

А.Б. Зырянова
Е.Г. Кучумов
Е.Н. Корепанова

РАСЧЕТЫ МЕХАНИЗМОВ КРАНОВ ДЛЯ ЛЕСНЫХ ГРУЗОВ

Учебное пособие

Екатеринбург
2009

УДК 621. 87(075)

Рецензенты:

Кафедра промышленного транспорта Уральской государственной
горной академии;

Заместитель директора по научной работе ООО Уральского
научно-исследовательского института лесной промышленности
А.В. Голенищев

А.Б. Зырянова, Е.Г. Кучумов, Е.Н. Корепанова

Расчеты механизмов кранов для лесных грузов: учеб. пособие.
Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2009. 120 с.
ISBN 978-5-94984-264-5

Рассмотрены основные типы кранов, применяемых для погрузочно-разгрузочных работ с лесо- и пиломатериалами, обладающими значительными габаритами и массой, а также общие методы расчетов основных механизмов кранов. Приведены справочные данные стандартных и нормализованных узлов и специальных деталей, применяемых в механизмах кранов, и необходимые сведения из нормативных документов.

Предназначено для студентов лесотехнических вузов, изучающих дисциплины: «Конструкции и основы расчета грузоподъемных машин», «Подъемно-транспортные машины отрасли», «Роботы, манипуляторы и грузоподъемные машины» и выполняющих по ним курсовой проект или курсовую работу.

Приведенные примеры расчетов и справочные материалы будут способствовать значительному сокращению временных затрат и повышению качества проектирования.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Уральского государственного лесотехнического университета.

УДК 621. 87(075)

ISBN 978-5-94984-264-5

© ГОУ ВПО «Уральский государственный
лесотехнический университет, 2009

© А.Б. Зырянова, Е.Г. Кучумов,
Е.Н. Корепанова, 2009

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие предназначено для студентов лесотехнических вузов, изучающих дисциплины: «Конструкции и основы расчета грузоподъемных машин», «Подъемно-транспортные машины отрасли», «Роботы, манипуляторы и грузоподъемные машины» и выполняющих по ним курсовые проекты и курсовые работы, в объем которых входят расчет и конструирование одного из механизмов кранов.

Издание учебного пособия обусловлено отсутствием научно-технической и учебно-методической литературы по расчетам механизмов кранов для лесных грузов.

Для подъемно-транспортных работ на нижних складах леспромхозов и лесопильно-деревообрабатывающих предприятиях используют консольно-козловые краны К7,5, К10, К12,5 и башенные краны-лесопогрузчики КБ572-А, КБ572-Б, а также лесоперегрузчики хлыстов козлового типа большой грузоподъемностью (28-32 т): ЛТ62, ЛТ62-А, ЛТ62-Б [1].

Кроме того, в цехах деревообрабатывающих производств, на складах сырья, полуфабрикатов и готовой продукции этих производств, на нижних складах и в ремонтных мастерских леспромхозов получили широкое применение мостовые краны типа КМ 12,5, КМ 20/5 [2].

Учебное пособие состоит из четырех глав, в которых излагаются общие методы и примеры расчетов основных механизмов кранов (механизма подъема груза, механизма передвижения крана, механизма передвижения тележки с приводными колесами и механизма передвижения тележки с канатной тягой), и приложения.

В приложении приводятся справочные данные об основных стандартных и нормализованных узлах и специальных деталях (электродвигателях, редукторах, муфтах, тормозах, ходовых колесах, канатах), а также расчетные величины из нормативных документов.

Глава 1

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА

1.1. Общие положения

Механизм подъема груза состоит из грузовой лебедки, полиспаста, устройства захвата (подвеса) груза и устройств, обеспечивающих безопасную эксплуатацию механизма (тормоза и ограничителей грузоподъемности и высоты подъема груза). Общий расчет механизма подъема включает выбор схемы запасовки каната грузового полиспаста, расчет и выбор каната, расчет элементов канатного барабана, расчет и выбор электродвигателя, редуктора, муфт, тормоза, а также проверочные расчеты работоспособности отдельных узлов грузовой лебедки.

Для расчета механизма подъема груза необходимо иметь исходные данные, выбираемые из основных характеристик крана:

- тип крана;
- номинальную грузоподъемность (Q);
- номинальную скорость подъема груза (V_G);
- максимальную высоту подъема груза (H);
- группу режима работы механизма;
- место установки грузовой лебедки.

Пример расчета механизма подъема груза приведен с использованием следующих исходных данных:

тип крана - консольно-козловой;

$Q = 12,5 \text{ т}$;

$V_G = 0,25 \text{ м/с}$;

$H = 10 \text{ м}$;

группа режима работы - М6 (4М);

место установки грузовой лебедки – стационарно, на металлоконструкции крана.

1.2. Выбор системы подвешивания груза (схемы запасовки каната грузового полиспаста)

В зависимости от вида грузозахватного устройства, типа крана и места установки грузовой лебедки (на грузовой тележке или на

металлоконструкции крана) выбирается схема запасовки каната (рис. 1.1). При этом следует руководствоваться следующими рекомендациями:

- для башенных кранов принимать простой (одинарный) полиспаст (рис. 1.1, *а*), у которого одна ветвь каната навивается на барабан ($z = 1$), а вторая закреплена на металлоконструкции крана;
- для козловых и мостовых кранов принимать сдвоенный полиспаст, в котором оба конца каната навиваются на барабан ($z = 2$). Полиспаст с двумя барабанами (рис. 1.1, *б*), канаты с которых проходят через подвижные блоки, закрепленные на разных концах траверсы, следует считать сдвоенным;
- для кран-балок грузоподъемностью до 5 т следует выбирать простой полиспаст.

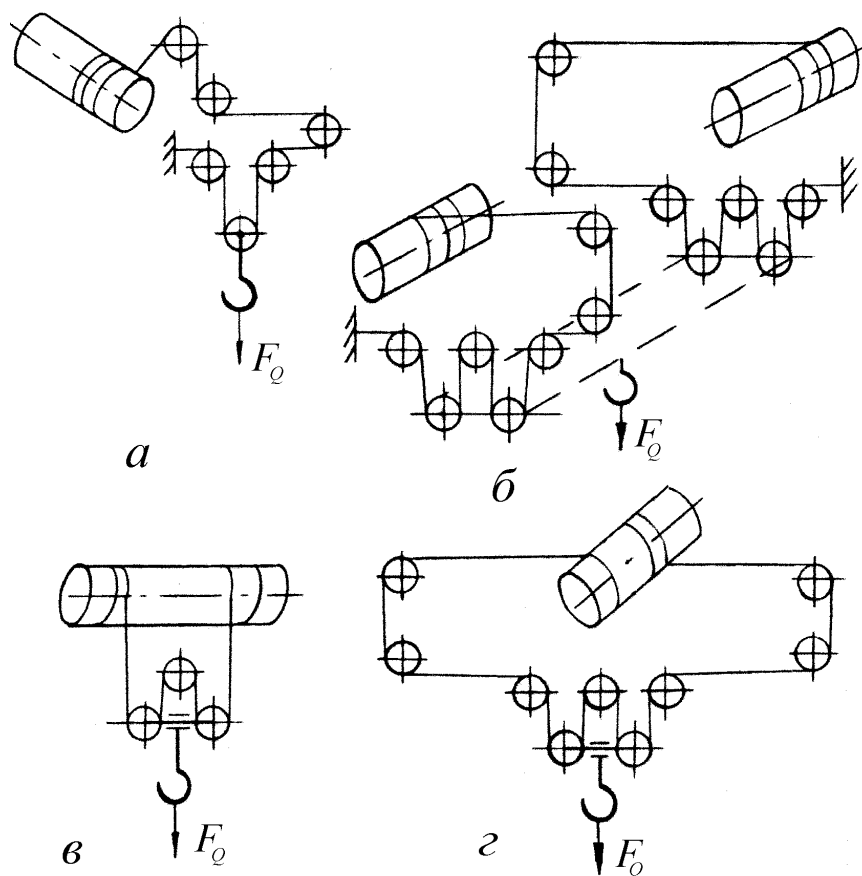


Рис. 1.1. Схемы запасовки каната грузовых полиспастов:

а - для башенного крана; *б* - для бесконсольно-козлового крана с грузовыми лебедками, установленными на металлоконструкции крана; *в* - для мостового и козловых кранов с грузовой лебедкой, установленной на тележке; *г* - для консольно-козлового крана с грузовой лебедкой, установленной на металлоконструкции крана

Основной характеристикой полиспаста является кратность u_n , которая зависит от его типа и грузоподъемности крана.

Кратность выбранного полиспаста u_n определяется по табл. 1.1.

Таблица 1.1

Рекомендуемая кратность полиспастов

Простой полиспаст		Сдвоенный полиспаст	
Грузо- подъемность, t	Кратность u_n	Грузо- подъемность, t	Кратность одного полиспаста u_n
До 1 т	1; 2	До 8	2
1,25...6,3	2; 3	10...16	2; 3
8...16	3; 4	20...32	3; 4
20...32	5; 6	40...50	4; 5

При наличии обводных (направляющих) блоков в выбранной схеме запасовки каната следует принять КПД каждого блока, установленного на подшипниках качения, $\eta_{\text{бл}} = 0,98$. КПД полиспаста η_n в зависимости от кратности выбирается по табл. 1.2.

Таблица 1.2

КПД крановых полиспастов

u_n	2	3	4	5	6	8	10
η_n	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,93	0,92

Для выбранного примера расчета согласно изложенным рекомендациям имеем:

схема запасовки каната - рис. 1.1, z ;

тип полиспаста - сдвоенный, $z = 2$;

кратность полиспаста - $u_n = 2$ (см. табл. 1.1);

КПД полиспаста - $\eta_n = 0,99$ (табл. 1.2).

1.3. Выбор диаметра каната полиспаста

В качестве гибких элементов полиспастов обычно применяются стальные проволочные канаты типа ЛК-Р или ЛК-РО (шестипрядные с линейным касанием проволок между слоями и органическим сердечником), маркировочная группа проволок которых $\sigma_B = 1568 \text{ МПа}$ (табл. П.1).

Согласно ГОСТ 25835-83 «Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы», режимы работы механизмов грузоподъемных машин в зависимости от условий их использования подразделяются на шесть групп: от (1М) до (6М), каждая из которых определяется классом использования и классом нагружения. Класс использования отражает интенсивность использования механизма во время его эксплуатации.

Класс нагружения определяется значением коэффициента нагружения K :

$$K = \sum \left(\frac{F_i}{F_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{\sum t_i},$$

где F_i – нагрузка, действующая на механизм в течение времени t_i за заданный срок службы;

F_{\max} – наибольшая нагрузка, действующая на механизм в течение рабочего цикла;

$\sum t_i$ – суммарное время действия нагрузок на механизм в течение заданного срока службы.

В зависимости от сочетаний класса использования и класса нагружения устанавливается группа режима работы механизмов.

В международном стандарте ИСО 4301/1 также приведены классификационные группы режимов работы механизмов, которые обозначаются М1, М2,...М8. Соответствие групп режимов работы механизмов по ГОСТ 25835-83 и по ИСО 4301/1 приведено в табл.1.3.

Согласно международному стандарту ИСО 4301/1 диаметр каната d_k выбирается по величине минимального разрывного усилия F_o , рассчитываемого по формуле и сравниваемого с величиной в табл. П.1:

$$F_o = F_6^{\uparrow} z_p,$$

где F_6^{\uparrow} – максимальное натяжение в ветви каната, наматываемой на барабан при подъеме груза (см. пример ниже);

z_p – минимальный коэффициент использования каната (минимальный коэффициент запаса прочности каната), определяемый по табл. 1.3 [3].

Таблица 1.3

Минимальные коэффициенты использования канатов z_p

Группа классификации (режима) механизма		z_p
по ИСО 4301/1	по ГОСТ 25835-83	
M1	1M	3,15
M2	1M	3,35
M3	1M	3,55
M4	2M	4,0
M5	3M	4,5
M6	4M	5,6
M7	5M	7,1
M8	6M	9,0

Пример

Максимальное усилие в тяговой ветви каната при подъеме груза

$$F_6^{\uparrow} = \frac{F_Q}{z_{u\Pi}\eta_o} = \frac{124950}{2 \cdot 2 \cdot 0,877} = 35619 \text{ Н} = 35,6 \text{ кН},$$

где F_Q – сила тяжести груза и крюковой подвески, определяемая по формуле

$$F_Q = (Q + 0,02Q)g = (12500 + 0,02 \cdot 12500)9,8 = 124950 \text{ Н},$$

η_o – общий КПД полиспаста и обводных блоков,

$$\eta_o = \eta_n \eta_{ol}^t = 0,99 \cdot 0,98^6 = 0,877,$$

$t = 6$ – количество обводных блоков в схеме запасовки каната.

Минимальное разрывное усилие

$$F_o = F_6^{\uparrow} z_p = 35,6 \cdot 5,6 = 199,36 \text{ кН}.$$

В табл. П.1 выбираем по ГОСТ 2688-80 канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19+1 о.с. диаметром $d_k = 21 \text{ мм}$, имеющий при маркировочной группе проволок $\sigma_B = 1568 \text{ МПа}$ разрывное усилие $F_o = 222 \text{ кН}$.

Канат грузовой (Г), первой марки (I), из проволоки без покрытия (-), нераскручивающийся (Н) обозначается:

Канат-21-Г-Н-1568 ГОСТ 2688-80.

1.4. Геометрические размеры барабана и блоков полиспаста

Минимальные диаметры барабана, блоков полиспаста и уравни-
тельных блоков, огибаемых стальными канатами, определяются по
формулам:

$$D_1 \geq h_1 d_k; \quad D_2 \geq h_2 d_k; \quad D_3 \geq h_3 d_k ,$$

где D_1, D_2, D_3 – диаметры соответственно барабана, блока полиспа-
ста и уравнительного блока по средней линии навитого каната;

h_1, h_2, h_3 – коэффициенты выбора диаметров соответственно
барабана, блока полиспаста и уравнительного блока, принимаются по
табл. 1.4.

Полученные расчетным путем диаметры D_1, D_2, D_3 должны
быть округлены в большую сторону до ближайшего стандартного
значения из ряда 260; 300; 335; 400; 500; 510; 600; 630 мм [3].

Таблица 1.4

Коэффициенты выбора диаметров соответственно
барабана h_1 , блока полиспаста h_2 и уравнительного блока h_3

Группа классификации (режима) механизма		Коэффициенты выбора диаметра		
по ИСО 4301/1	по ГОСТ 25835-83	h_1	h_2	h_3
M1	1M	11,2	12,5	11,2
M2	1M	12,5	14,0	12,5
M3	1M	14,0	16,0	12,5
M4	2M	16,0	18,0	14,0
M5	3M	18,0	20,0	14,0
M6	4M	20,0	22,4	16,0
M7	5M	22,4	25,0	16,0
M8	6M	25,0	28,0	18,0

Длина барабана определяется его канатоемкостью, т.е. длиной
каната, навиваемого на барабан с полиспаста:

$$L_k = z [H u_n + \pi D_1 (z_1 + z_2)] ,$$

где z_1 – количество неиспользуемых (запасных) витков на барабане
до места крепления, принимается $z_1 = 1,5 \dots 2$;

z_2 – количество витков каната, находящихся под зажимным уст-
ройством на барабане, принимается $z_2 = 3 \dots 4$.

Рабочая длина барабана

$$L'_6 = \frac{L_k p_t}{\pi m (m d_k + D_1) \varphi},$$

где p_t – шаг нарезки ручьев под канат на барабане (для однослойной навивки), принимается из табл. П.2;

m – количество слоев навивки;

φ – коэффициент неплотности навивки, принимается $\varphi = 1$ для нарезных барабанов, $\varphi = 0,9 \dots 0,95$ – для гладких барабанов.

Общая длина барабана (определяется только для сдвоенного полиспаста, $z=2$)

$$L_6 = L'_6 + (3 \dots 4) p_t.$$

Толщина стенки барабана δ определяется из условия прочности на сжатие и из технологических условий изготовления.

Напряжения кручения и изгиба в стенке барабана незначительны по сравнению с напряжением сжатия, поэтому они учитываются только при отношении длины барабана к его диаметру более 3...4.

Толщина стенки барабана из условия прочности на сжатие

$$\delta' = \frac{F_6^{\uparrow}}{p_t [\sigma]_{сж}},$$

где $[\sigma]_{сж}$ – допускаемое напряжение сжатия для материала барабана, принимается из табл. 1.5.

Таблица 1.5

Допускаемые напряжения $[\sigma]_{сж}$ материала стенок барабана

Материал барабана	Допускаемые напряжения $[\sigma]_{сж}$, МПа		
	Группы режима работы механизма		
	М1...М5 (1М...3М)	М6, М7 (4М, 5М)	М8 (6М)
Сталь			
ВСтЗсп	150	130	110
20	160	140	120
09Г2С	195	165	140
35Л	170	140	120
55Л	200	165	140
Чугун			
СЧ15	90	-	-
СЧ18	100	90	-
СЧ24	130	115	100

По технологическим условиям изготовления барабана, связанным с особенностями литейного производства, толщина стенки:

чугунного барабана

$$\delta'' \geq 0,02 D_1 + (6...10) \text{ мм},$$

стального

$$\delta'' \geq 0,01 D_1 + 3 \text{ мм}.$$

Из двух полученных значений δ' и δ'' принимается большее с округлением в большую сторону до целого числа.

Пример

Минимальные диаметры:

барабана $D_1 \geq h_1 d_k \geq 20 \cdot 21 \geq 420 \text{ мм}.$

Принимаем $D_1 = 500 \text{ мм};$

блоков полиспаста $D_2 \geq h_2 d_k \geq 22,4 \cdot 21 \geq 470,4 \text{ мм}.$

Принимаем $D_2 = 500 \text{ мм};$

уравнительного блока $D_3 \geq h_3 d_k \geq 16 \cdot 21 \geq 336 \text{ мм}.$

Принимаем $D_3 = 400 \text{ мм}.$

Длина каната, навиваемого на барабан с полиспаста,

$$\begin{aligned} L_k &= z [H u_n + \pi D_1 (z_1 + z_2)] = \\ &= 2 [10 \cdot 2 + 3,14 \cdot 0,5 (1,5 + 3)] = 54,13 \text{ м}. \end{aligned}$$

Рабочая длина барабана

$$L'_\sigma = \frac{L_k p_t}{\pi m (m d_k + D_1) \varphi} = \frac{54,13 \cdot 24,19}{3,14 \cdot 1 (1 \cdot 21 + 500) 1} = 0,8 \text{ м}.$$

Общая длина барабана

$$L_\sigma = L'_\sigma + (3...4) p_t = 0,8 + 3,5 \cdot 0,02419 = 0,88 \text{ м}.$$

Толщина стенки барабана из условия прочности на сжатие

$$\delta' = \frac{F_\sigma^\uparrow}{p_t [\sigma]_{сж}} = \frac{35619}{24,19 \cdot 140} = 10,5 \text{ мм},$$

где $[\sigma]_{сж} = 140 \text{ МПа}$ для материала барабана Сталь 35Л.

Из технологических условий изготовления барабана

$$\delta'' \geq 0,01 D_1 + 3 \geq 0,01 \cdot 500 + 3 \geq 8 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину стенки барабана $\delta = 11 \text{ мм}.$

1.5. Расчет грузовой лебедки

Наибольшее применение в механизмах подъема кранов имеет грузовая лебедка, кинематическая схема которой приведена на рис. 1.2.

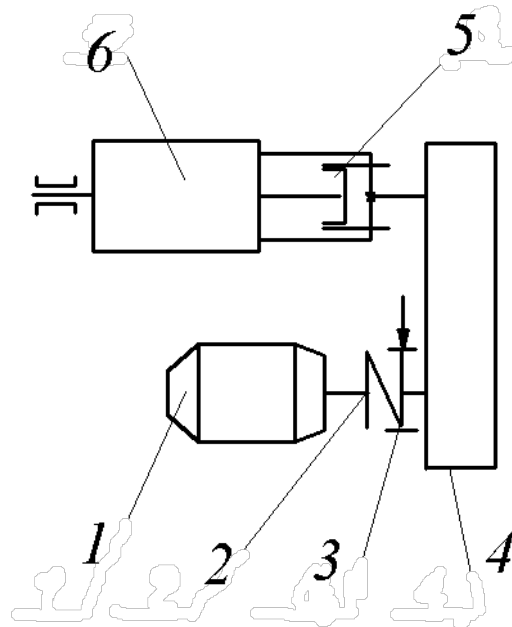


Рис. 1.2. Кинематическая схема грузовой лебедки:

1 - электродвигатель; 2 - муфта с тормозным шкивом;
3 - тормоз; 4 - редуктор; 5 - муфта зубчатая; 6 – барабан

В задачу расчета грузовой лебедки входят определение параметров и выбор электродвигателя, редуктора, соединительных муфт, тормоза, проверка работоспособности электродвигателя и тормоза.

1.5.1. Выбор электродвигателя

Для электродвигателей в качестве характеристики режима работы используется величина относительной продолжительности включений ПВ% (частота включений в единицу времени).

Принято следующее соответствие групп режима работы механизма и продолжительности включений электрооборудования:

M1...M5(1M...3M) – ПВ=15%;	M6 (4M) – ПВ=25%;
M7(5M) – ПВ=40%;	M8(6M) – ПВ=60%.

Выбор электродвигателя производится по статической мощности P_c , требуемой на подъем груза номинальной массы. При этом мощ-

ность выбранного электродвигателя, κBm , должна быть меньше требуемой:

$$P_c = \frac{QgV_{\Gamma}}{10^3 \eta_m},$$

где η_m – КПД механизма подъема груза, ориентировочно принимается $\eta_m = 0,8 \dots 0,85$.

Наиболее распространенными для механизма подъема груза являются крановые электродвигатели с фазным ротором серии МТФ, основные характеристики и размеры которых приведены на рис. П.1 и в табл. П.3, П.4.

Пример

Статическая мощность электродвигателя

$$P_c = \frac{QgV_{\Gamma}}{10^3 \eta_m} = \frac{12500 \cdot 9,8 \cdot 0,25}{10^3 \cdot 0,85} = 36,03 \kappa Bm.$$

По значению P_c выбираем крановый электродвигатель с фазным ротором серии МТФ 412-8 исполнения ИМ 1001 на лапах, ГОСТ 185-70.

Основные параметры электродвигателя

Тип электродвигателя	МТФ 412-8
Мощность на валу при ПВ=25% $P_{\partial в}, \kappa Bm$	26
Частота вращения $n_{\partial в}, мин^{-1}$	715
Максимальный момент $T_{max}, Н \cdot м$	883
Момент инерции ротора $I_p, кг \cdot м^2$	0,75
.....	
Масса $m, кг$	345
Диаметр вала $d_1, мм$	65
Длина вала $l_1, мм$	140

1.5.2. Выбор редуктора

Основными характеристиками редуктора являются: передаточное число, допускаемый вращающий момент или мощность на тихоходном валу и частота вращения быстроходного вала.

Для механизмов подъема груза используются в основном двухступенчатые цилиндрические горизонтальные редукторы типа Ц2, Ц2У, Ц2Н и реже трехступенчатые редукторы типа Ц3 (при необходимости иметь большое передаточное число).

Характеристики редукторов приведены в табл. П.5...П.10 и на рис. П.2...П.5.

Частота вращения барабана

$$n_{\bar{o}} = \frac{60V_{\Gamma}u_{\Pi}}{\pi D_1}.$$

Требуемое передаточное число редуктора

$$u'_p = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\bar{o}}},$$

где $n_{\text{ДВ}}$ – частота вращения вала электродвигателя.

Ориентировочная величина требуемого вращающего момента на тихоходном валу (без учета потерь на трение в редукторе)

$$T'_T = 9550 \frac{P_c}{n_{\bar{o}}}.$$

Пример

Частота вращения барабана

$$n_{\bar{o}} = \frac{60V_{\Gamma}u_n}{\pi D_1} = \frac{60 \cdot 0,25 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,5} = 19,1 \text{ мин}^{-1}.$$

Требуемое передаточное число редуктора

$$u'_p = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\bar{o}}} = \frac{715}{19,1} = 37,4.$$

Требуемый вращающий момент на тихоходном валу редуктора

$$T'_T = 9550 \frac{P_c}{n_{\bar{o}}} = 9550 \frac{36,03}{19,1} = 18015 \text{ Н} \cdot \text{м} = 18,015 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

По величине требуемого вращающего момента с учетом требуемого передаточного числа выбираем для группы режима работы М6 (4М) и частоты вращения быстроходного вала $n_{\text{дв}} = 715 \text{ мин}^{-1} = 11,9 \text{ с}^{-1}$ редуктор типа Ц2-500.

Основные параметры редуктора

Тип редуктора	Ц2-500
Передаточное число u_p	40
Вращающий момент на тихоходном валу редуктора T_T , кН·м	20
Диаметр быстроходного вала d , мм	60

Длина быстроходного вала $(l+l_1)$, мм 140

Фактическая частота вращения барабана

$$n_{\phi}^{\phi} = \frac{n_{\phi}}{u_p} = \frac{715}{40} = 17,88 \text{ мин}^{-1}.$$

Фактическая скорость подъема груза

$$V_{\Gamma}^{\phi} = \frac{\pi D_1 n_{\phi}^{\phi}}{60 u_n} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 17,88}{60 \cdot 2} = 0,23 \text{ м/с}.$$

Фактическая скорость подъема груза отличается от заданной на 8%, т.е. меньше, чем на 10%, что допустимо.

1.5.3. Выбор соединительных муфт

Соединение вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора осуществляется упругой втулочно-пальцевой муфтой, одна из полумуфт которой выполнена в виде тормозного шкива (рис. П.6.). Эта полумуфта крепится на быстроходный вал редуктора, что обеспечивает жесткую связь тормоза с барабаном через редуктор. Выбор размеров муфты производится по величине расчетного вращающего момента T_m :

$$T_m = T_c \kappa_1 \kappa_2,$$

где T_c – момент статического сопротивления вращению в период пуска:

$$T_c = \frac{F_{\phi}^{\uparrow} z D_1}{2 u_p \eta_{\phi} \eta_p},$$

u_p – передаточное число выбранного редуктора;

η_{ϕ} – КПД барабана, принимается $\eta_{\phi} = 0,94 \dots 0,96$;

η_p – КПД редуктора:

двухступенчатого $\eta_p = 0,96$;

трехступенчатого $\eta_p = 0,94$;

κ_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма. Для механизма подъема принимается $\kappa_1 = 1,3$ [4];

κ_2 – коэффициент, учитывающий группу режима работы механизма, определяется по табл. 1.6.

Таблица 1.6

Значения коэффициента κ_2 [4]

Группа режима работы механизма	M1...M5 (1M...3M)	M6 (4M)	M7 (5M)	M8 (6M)
κ_2	1,1	1,2	1,3	1,5

Табличное значение момента T (табл. П.11) выбранной муфты должно быть больше расчетного T_m , кроме того, следует согласовать размеры отверстий в полумуфтах под валы с диаметрами валов электродвигателя и редуктора.

Тихоходный вал редуктора соединяется с барабаном зубчатой муфтой, причем выходной конец вала редуктора обычно выполняется в виде зубчатой полумуфты (рис. П.4, П.5). Такое конструктивное решение обеспечивает компактность грузовой лебедки.

При недостаточном межосевом расстоянии редуктора (корпуса электродвигателя и барабана перекрывают друг друга) следует выполнить компоновку лебедки по развернутой схеме (рис. 1.3, а) или соединить редуктор с барабаном трансмиссионным валом и двумя муфтами (рис. 1.3, б).

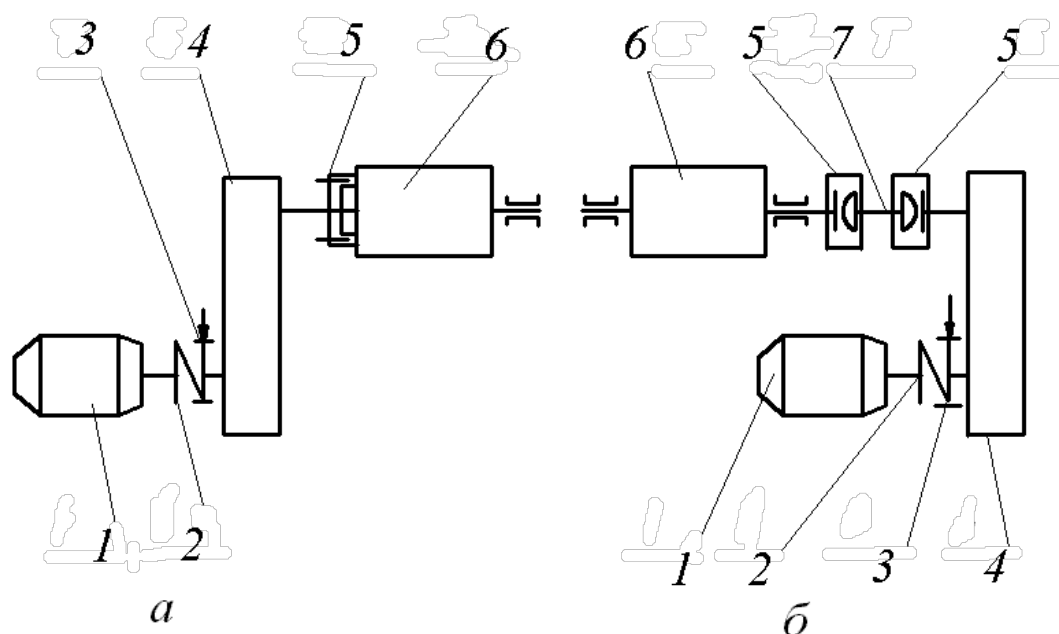


Рис. 1.3. Компоновки грузовой лебедки по развернутой схеме (а) и с трансмиссионным валом (б):

1 – электродвигатель; 2 – муфта с тормозным шкивом;

3 – тормоз; 4 – редуктор; 5 – зубчатая муфта; 6 – барабан;
7 – трансмиссионный вал

Пример

Момент статического сопротивления вращению в период пуска

$$T_c = \frac{F_6^{\uparrow} z D_1}{2 u_p \eta_6 \eta_p} = \frac{35619 \cdot 2 \cdot 0,5}{2 \cdot 40 \cdot 0,95 \cdot 0,96} = 488,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Величина расчетного вращающего момента

$$T_m = T_c \kappa_1 \kappa_2 = 488,2 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 761,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Основные параметры муфты упругой
втулочно-пальцевой с тормозным шкивом

Номинальный вращающий момент T , Н·м	1000
Диаметры посадочных отверстий в полумуфтах, мм:	
d	60...70
d_1	50...70
Диаметр тормозного шкива D_T , мм	300
Момент инерции муфты I_m ,	1,5
кг·м ²	

1.5.4. Выбор тормоза

Для стопорения и удержания груза на весу устанавливают нормально замкнутые тормоза, автоматически размыкающиеся при включении привода механизма. Тормоза обычно устанавливаются на быстроходный вал механизма, где действует наименьший крутящий момент (чаще всего на одной из полумуфт соединения двигателя с редуктором). Выбирается тормоз по величине расчетного тормозного момента.

Необходимый расчетный момент, развиваемый тормозом:

$$T^T = T_c^T \kappa_T,$$

где T_c^T – момент статического сопротивления на валу электродвигателя при торможении механизма;

$$T_c^T = \frac{F_6^{\uparrow} z D_1 \eta_6 \eta_p}{2 u_p},$$

κ_T - коэффициент запаса торможения, определяемый по табл. 1.7.

Таблица 1.7

Значения коэффициента запаса торможения κ_T [4]

Группа режима работы механизма	M1...M5 (1M...3M)	M6 (4M)	M7 (5M)	M8 (6M)
κ_T	1,5	1,75	2,0	2,5

Пример

Момент статического сопротивления на валу электродвигателя при торможении

$$T_c^T = \frac{F_6^{\uparrow} z D_1 \eta_6 \eta_p}{2u_p} = \frac{35619 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 0,95 \cdot 0,96}{2 \cdot 40} = 406,06 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Величина расчетного тормозного момента

$$T^T = T_c^T \kappa_T = 406,06 \cdot 1,75 = 710,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Выбираем тормоз ТКГ-300 с приводом от электрогидравлического толкателя (рис.П.7. и табл. П.12).

Основные параметры тормоза ТКГ-300

Тормозной момент T , Н·м..... 800
 Тип толкателя..... ТГМ-50
 Диаметр тормозного шкива D , мм..... 300

1.5.5. Проверочные расчеты работоспособности отдельных узлов грузовой лебедки

1.5.5.1. Проверка электродвигателя по времени пуска при подъеме груза

Электродвигатель должен разгонять механизм за достаточно короткое время, иначе уменьшится производительность крана. Но при

очень малом времени пуска разгон будет сопровождаться большим ускорением, что уменьшит прочность элементов, устойчивость груза и т.д.

Время пуска (разгона) электродвигателя должно быть в пределах 1...2 с и определяется по формуле

$$t_{\Pi} = \frac{\delta I n_{\text{дв}}}{9,55(T_{\text{ср.н}} - T_c)} + \frac{9,55 Q 10^3 (V_{\Gamma}^{\phi})^2}{n_{\text{дв}} (T_{\text{ср.н}} - T_c) \eta_m},$$

где $\delta = 1,1 \dots 1,2$ - коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода, кроме муфты с тормозным шкивом и ротора электродвигателя;

I – суммарный момент инерции ротора и муфты с тормозным шкивом, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $I = I_p + I_m$,

$T_{\text{ср.н}}$ – среднепусковой момент электродвигателя;

$$T_{\text{ср.н}} = \frac{u_{\max} + u_{\min}}{2} T_{\text{ном}},$$

где $T_{\text{ном}}$ - номинальный момент на валу электродвигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$$T_{\text{ном}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}},$$

ψ_{\max} - максимальная кратность пускового момента электродвигателя;

$$u_{\max} = \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}},$$

ψ_{\min} - минимальная кратность пускового момента электродвигателя;

$\psi_{\min} = 1,1 \dots 1,4$.

Ускорение при пуске электродвигателя

$$a = \frac{V_{\Gamma}^{\phi}}{t_n}.$$

Полученные значения t_n и a необходимо сравнить с допускаемыми значениями. Допускаемое время пуска $[t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$.

Допускаемое ускорение груза при разгоне на подъем:

$[a] = 0,6 \text{ м/с}^2$ – для мостовых кранов; $[a] = 0,8 \text{ м/с}^2$ – для козловых и башенных кранов с грейферами, $[a] = 0,35 \text{ м/с}^2$ – с крюковыми подвесками.

Если $t_n < [t_n]$, то необходимо выбрать двигатель с меньшей мощностью.

Если $t_n > [t_n]$, то необходимо выбрать двигатель с большей мощностью той же относительной продолжительности включения (ПВ) и той же или близкой частотой вращения.

Пример

Номинальный момент на валу электродвигателя

$$T_{ном} = 9550 \frac{P_{дв}}{n_{дв}} = 9550 \frac{26}{715} = 347,3 \text{ Н·м.}$$

Максимальная кратность пускового момента электродвигателя

$$\psi_{max} = \frac{T_{max}}{T_{ном}} = \frac{883}{347,3} = 2,54.$$

Среднепусковой момент электродвигателя

$$T_{cp.n} = \frac{\psi_{max} + \psi_{min}}{2} T_{ном} = \frac{2,54 + 1,3}{2} 347,3 = 666,8 \text{ Н·м.}$$

Суммарный момент инерции ротора и муфты с тормозным шкивом

$$I = I_p + I_m = 0,75 + 1,5 = 2,25 \text{ кг·м}^2.$$

Время пуска электродвигателя

$$\begin{aligned} t_{п} &= \frac{\Delta n_{дв}}{9,55(T_{cp.n} - T_c)} + \frac{9,55 Q 10^3 (V_{Г\Phi})^2}{n_{дв}(T_{cp.n} - T_c) \eta_m} = \\ &= \frac{1,2 \cdot 2,25 \cdot 715}{9,55(666,8 - 488,2)} + \frac{9,55 \cdot 12,5 \cdot 10^3 \cdot 0,23^2}{715(666,8 - 488,2) 0,85} = 1,19 \text{ с.} \end{aligned}$$

Полученное время пуска находится в пределах допустимых значений $1 \text{ с} < 1,19 < 2 \text{ с}$.

Ускорение при пуске электродвигателя

$$a = \frac{V_{\Gamma}^{\phi}}{t_n} = \frac{0,23}{1,19} = 0,19 \text{ м/с}^2.$$

что меньше допускаемого значения ускорения $[a] = 0,8 \text{ м/с}^2$.

1.5.5.2. Проверка тормоза по времени торможения

Время торможения при опускании груза (при подъеме груза это время будет меньше, так как в этом случае момент от массы груза и тормозной момент действуют в одном направлении):

$$t_T = \frac{\delta I n_{\partial \phi}}{9,55(T^T - T_c^T)} + \frac{9,55 Q 10^3 (V_{\Gamma}^{\phi})^2 \eta_m}{n_{\text{дв}} (T^T - T_c^T)}.$$

Наибольшая допускаемая длина пути торможения

$$[S] = \frac{V_{\Gamma}^{\phi}}{\kappa_s},$$

где κ_s – коэффициент пути торможения, определяемый по табл. 1.8.

Таблица 1.8

Значения коэффициента пути торможения κ_s [4]

Группа режима работы механизма	M1...M5 (1M...3M)	M6 (4M)	M7, M8 (5M, 6M)
κ_s	2	1,7	1,3

Максимальное время торможения при опускании груза

$$t_{T \max} = \frac{2[S]}{V_{\Gamma}^{\phi}},$$

при этом должно быть соблюдено условие

$$t_{T \max} > t_T.$$

Замедление груза при торможении

$$a_T = \frac{V_{\Gamma}^{\phi}}{t_T}.$$

Замедление груза при торможении должно быть меньше или равно допускаемой величине $a_T \leq [a]$.

Пример

Время торможения при опускании груза

$$\begin{aligned} t_T &= \frac{\delta n_{\partial\partial}}{9,55(T^T - T_c^T)} + \frac{9,55Q10^3(V_{\Gamma}^{\phi})^2 \eta_M}{n_{\partial\partial}(T^T - T_c^T)} = \\ &= \frac{1,2 \cdot 2,25 \cdot 715}{9,55(710,6 - 406,06)} + \frac{9,55 \cdot 12,5 \cdot 10^3 \cdot 0,23^2 \cdot 0,85}{715(710,6 - 406,06)} = 0,68 \text{ с.} \end{aligned}$$

Наибольшая допускаемая длина пути торможения при опускании груза

$$[S] = \frac{V_{\Gamma}^{\phi}}{\kappa_s} = \frac{0,23}{1,7} = 0,135 \text{ м.}$$

Максимальное время торможения при опускании груза

$$t_{Tmax} = \frac{2[S]}{V_{\Gamma}^{\phi}} = \frac{2 \cdot 0,135}{0,23} = 1,17 \text{ с} > t_T = 0,68 \text{ с}$$

Замедление груза при торможении

$$a_T = \frac{V_{\Gamma}^{\phi}}{t_T} = \frac{0,23}{0,68} = 0,34 \text{ м/с}^2,$$

$$a_T < [a] = 0,8 \text{ м/с}^2.$$

Глава 2

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КРАНА

2.1. Общие положения

Механизмы передвижения обеспечивают передвижение грузоподъемного крана по горизонтальному или наклонному рельсовому пути.

Наиболее распространенными в кранах для лесных грузов являются механизмы передвижения с отдельным приводом ходовых колес. Такие механизмы обладают меньшей суммарной массой и отличаются простым конструктивным исполнением.

Кран, передвигаясь по рельсам, постоянно отклоняется от прямолинейного движения, в результате возникают так называемые перекосы. При перекосе одна из сторон крана забегает вперед или отстает относительно другой стороны.

При работе механизмов передвижения с отдельным приводом и цилиндрическими ходовыми колесами происходит периодическое перераспределение нагрузок между электродвигателями обоих приводов через металлоконструкцию крана, размеры и жесткость которой могут влиять на характер его движения. Благодаря выравнивающей способности движение крана с перекосом уменьшается, а срок службы ходовых колес и рельсов увеличивается.

Компоновка привода зависит от места его расположения и типа передаточного механизма (редуктора). В схемах привода используют как вертикальные, так и горизонтальные редукторы.

Для расчета механизма передвижения крана необходимо иметь следующие исходные данные:

- тип крана;
- номинальную грузоподъемность (Q);
- номинальную скорость передвижения крана ($V_{кр}$);
- максимальную высоту подъема груза (H);
- пролет (L);
- вылет консоли (L_k) или стрелы (L_c);
- высоту пролетной балки крана (h);
- массу крана ($m_{кр}$);
- группу режима работы механизма;
- место установки крана (в помещении или на открытом воздухе).

В примере расчета использованы следующие исходные данные:
тип крана консольно-козловой;

$$Q = 12,5 \text{ т};$$

$$V_{кр} = 0,63 \text{ м/с};$$

$$H = 10 \text{ м};$$

$$L = 32 \text{ м};$$

$$L_k = 10 \text{ м};$$

$$h = 3 \text{ м};$$

$$m_{кр} = 42 \text{ т};$$

группа режима работы – М6 (4М);

место установки крана – на открытом воздухе.

2.2. Выбор кинематической схемы механизма

Рекомендуемые схемы механизмов передвижения кранов с раздельным приводом приведены на рис.2.1 [1].

Общее количество ходовых колес z крана принимается в зависимости от грузоподъемности:

для башенного крана

$$z = 8 \text{ при } Q < 10 \text{ т};$$

$$z = 12 \text{ при } Q \geq 10 \text{ т};$$

для бесконсольно-козлового крана

$$z = 8 \text{ при } Q < 40 \text{ т};$$

$$z = 12 \text{ при } Q \geq 40 \text{ т};$$

для консольно-козлового крана

$$z = 4 \text{ при } Q < 20 \text{ т};$$

$$z = 8 \text{ при } Q \geq 20 \text{ т};$$

для мостового крана

$$z = 4 \text{ при } Q < 80 \text{ т}.$$

Из приведенных на рис. 2.1 схем выбирается схема механизма передвижения крана с учетом принятого количества колес z .

2.3. Нагрузки на ходовые колеса

Нагрузки, действующие на ходовые колеса крана, учитываются при выборе диаметра ходовых колес и типа рельса подкранового пути.

На рис. 2.2 - 2.4 приведены расчетные схемы нагрузок кранов, на которых обозначено:

$F_{G_{кр}}$ – сила тяжести крана;

$F_{GГ}$ – сила тяжести поднимаемого груза вместе с грузозахватным приспособлением;

F_{GT} – сила тяжести грузовой тележки, ориентировочно определяется:

с приводными колесами $F_{GT} \approx 0,4Qg$,

с канатной тягой $F_{GTт} \approx 0,2Qg$;

$F_{РА}$, F_{RB} – силы реакций, действующие на колеса двух ходовых тележек подкрановых путей А и В;

l – расстояние от оси опоры крана до центра масс тележки в крайнем положении.

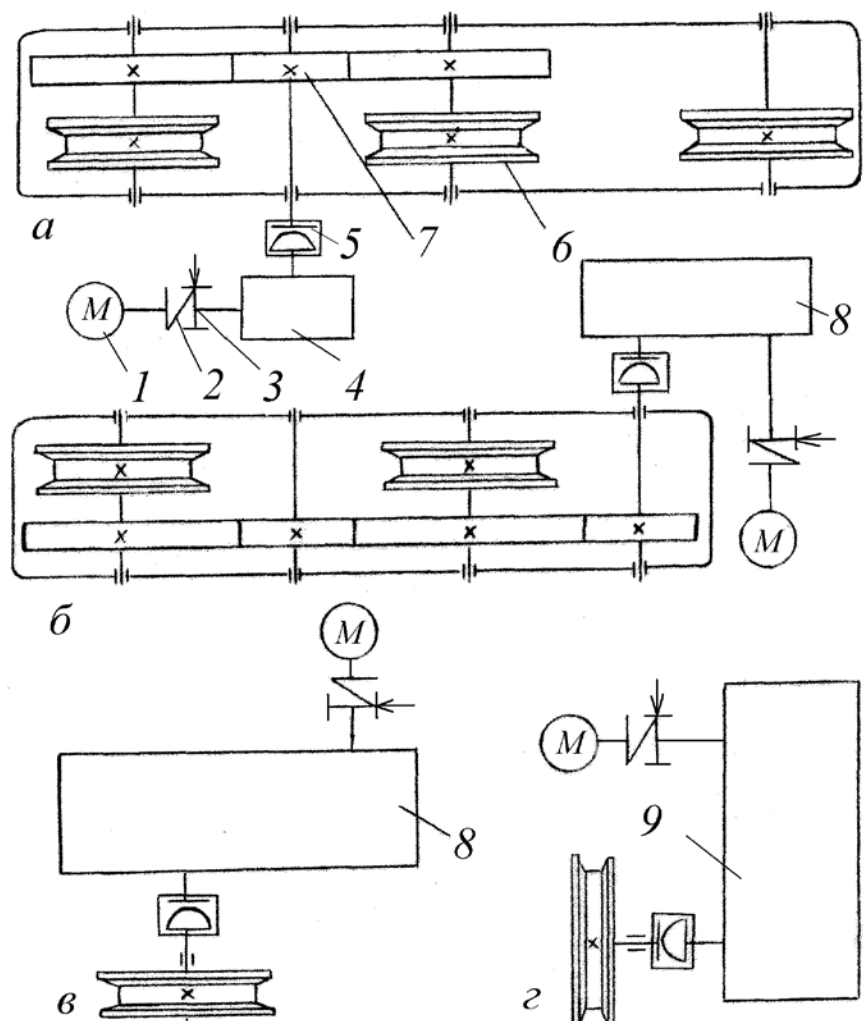


Рис. 2.1. Кинематические схемы механизмов передвижения кранов:
 а - башенного; б - бесконсольно-козлового; в - мостового; г - консольно-козлового. 1 - электродвигатель, 2 - упругая муфта, 3 - тормоз, 4 - червячный редуктор, 5 - зубчатая муфта, 6 - ходовое колесо, 7 - открытая зубчатая передача, 8 - горизонтальный цилиндрический редуктор, 9 - вертикальный цилиндрический редуктор

2.3.1. Консольно-козловой кран

Пример

Силы тяжести:

крана $F_{G_{кр}} = m_{кр} g = 42 \cdot 9,8 = 411,6 \text{ кН},$

груза и грузозахватного приспособления

$$F_{G_{г}} = Q g = 12,5 \cdot 9,8 = 122,5 \text{ кН},$$

грузовой тележки (с приводными колесами)

$$F_{G_{т}} = 0,4 Q g = 0,4 \cdot 12,5 \cdot 9,8 = 49 \text{ кН}.$$

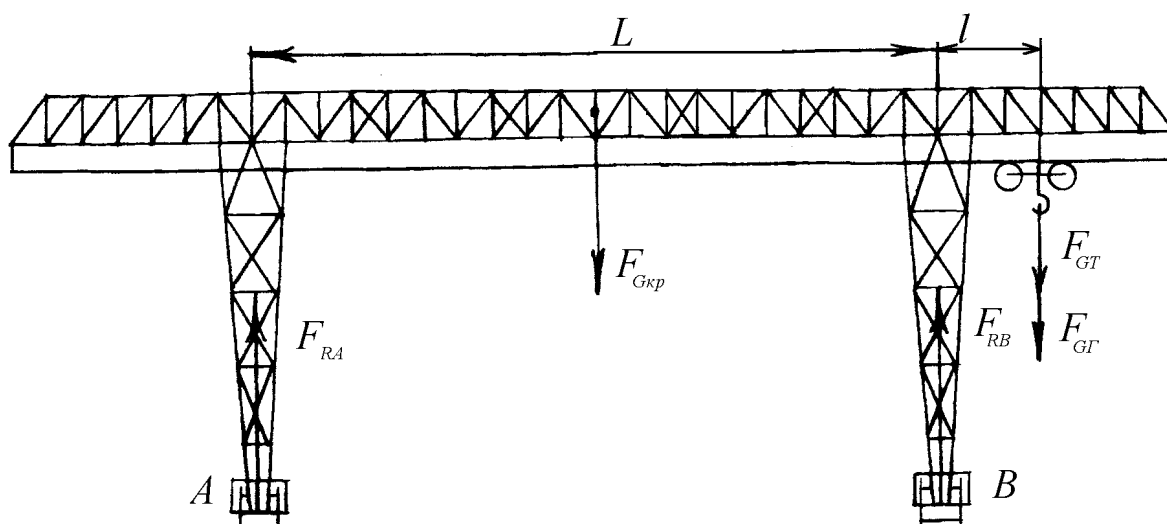


Рис. 2.2. Расчетная схема нагрузок консольно-козлового крана

Наибольшая статическая нагрузка на колеса двух ходовых тележек, опирающихся на рельс В, определяется из уравнения $\sum M_{F(A)} = 0$ (см. рис. 2.2): $F_{Gkp} \frac{L}{2} + (F_{GT} + F_{Gr})(L + l) - F_{RB}L = 0$, отсюда

$$F_{RB} = \frac{F_{Gkp} \frac{L}{2} + (F_{GT} + F_{Gr})(L + l)}{L} = \frac{411,6 \cdot 32/2 + (122,5 + 49)(32 + 8)}{32} = 420,2 \text{ кН},$$

где $l = L_k - 2 = 10 - 2 = 8 \text{ м}$.

С учетом количества ходовых колес, опирающихся на один рельс подкранового пути, максимальная нагрузка на одно колесо

$$F_{R \max} = \frac{F_{RB}}{z/2} = \frac{420,2}{4/2} = 210,1 \text{ кН},$$

где $z = 4$ - общее количество колес крана, принятое согласно рекомендациям п.2.2.

2.3.2. Бесконсольно-козловой кран

Наибольшее значение статической нагрузки на колеса двух ходовых тележек, опирающихся на рельс В, определяются из уравнения $\sum M_{F(A)} = 0$ (см. рис. 2.3):

$$F_{Gkk} \frac{L}{2} + (F_{GT} + F_{Gr})(L - l) - F_{RB}L = 0,$$

$$\text{отсюда } F_{RB} = \frac{F_{Gkp} \frac{L}{2} + (F_{GT} + F_{Gr})(L - l)}{L}.$$

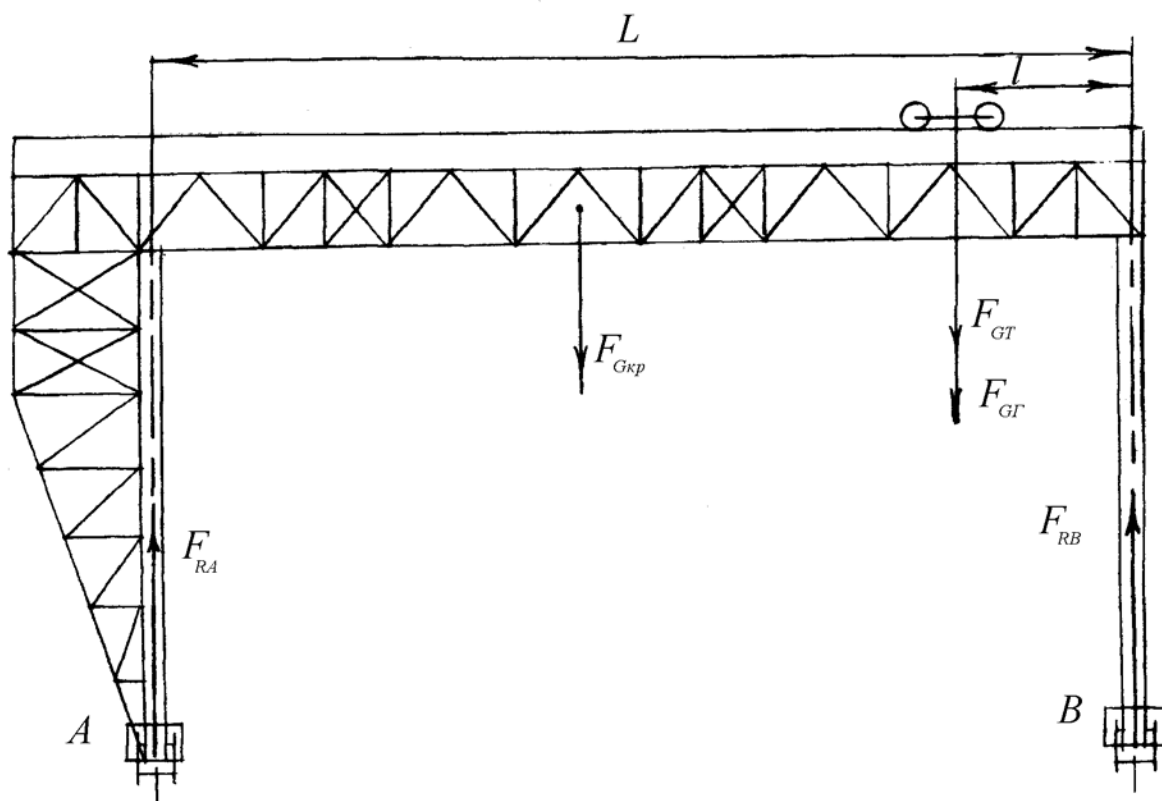


Рис. 2.3. Расчетная схема нагрузок бесконсольно-козлового крана

2.3.3. Мостовой кран

Расчетная схема нагрузок мостового крана не отличается от схемы нагрузок бесконсольно-козлового крана, поэтому наибольшая нагрузка на ходовые колеса, опирающиеся на один подкрановый рельс, определяется по уравнению п. 2.3.2.

2.3.4. Башенный кран

Опорные нагрузки на ходовые колеса башенного крана переменны и зависят не только от действующих нагрузок, но и от положения стрелы относительно его неповоротной части.

Статическая нагрузка на наиболее нагруженные колеса ходовых тележек определяется из уравнения $\sum M_{F(A)} = 0$ (см. рис.2.4):

$$F_{Gkp} \frac{C}{2} + (F_{G\Gamma} + F_{GT})(L + \frac{C}{2}) - F_{RB}C = 0, \text{ отсюда}$$

$$F_{RB} = \frac{F_{G_{KK}} \frac{C}{2} + (F_{G_I} + F_{G_T})(L + \frac{C}{2})}{C},$$

где C – база крана (расстояние между поперечными осями, проходящими через центры шарниров крепления ходовых тележек (колес) к раме).

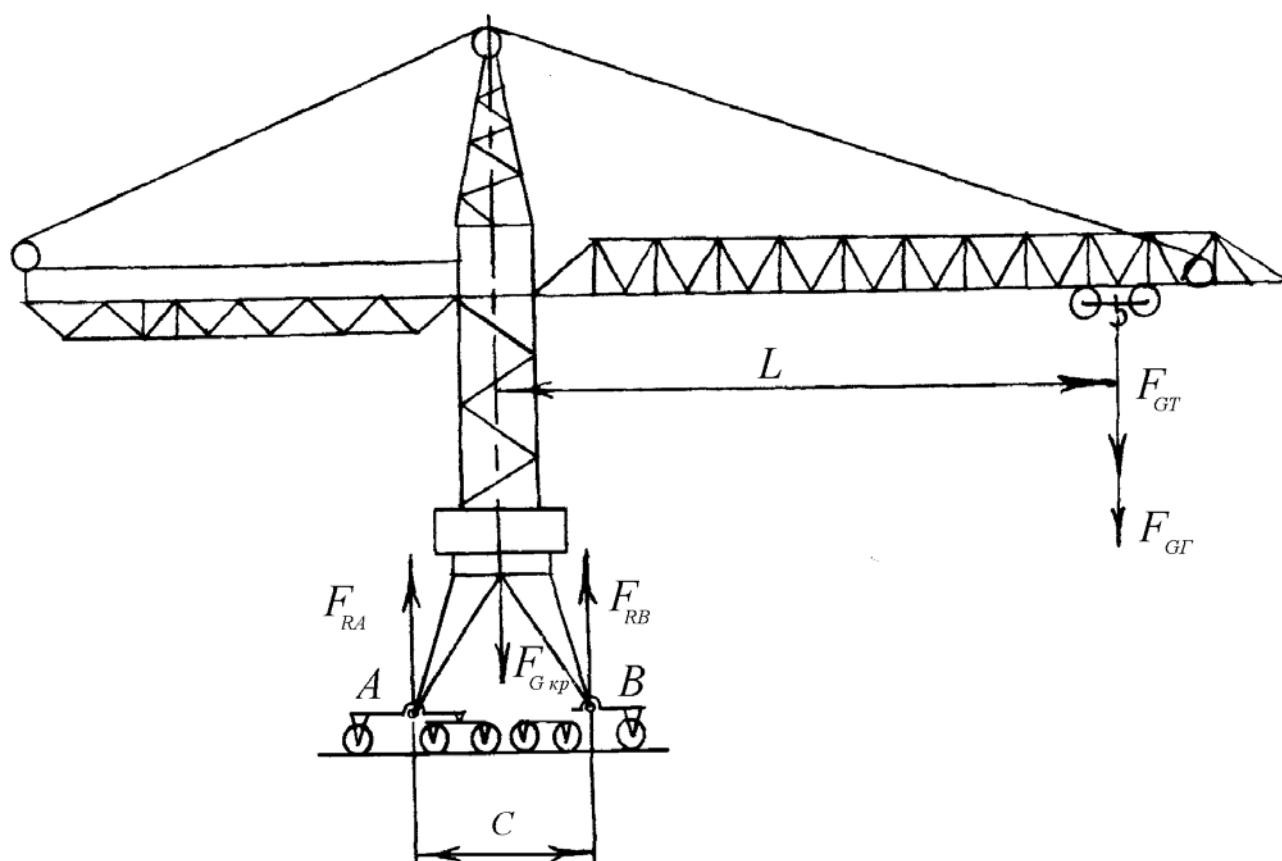


Рис. 2.4. Расчетная схема нагрузок башенного крана

2.4. Выбор и расчет ходовых колес

По величинам максимальной нагрузки $F_{R_{max}}$ на наиболее нагруженное колесо, скорости передвижения крана с учетом группы режима работы механизма по табл. П.13 выбираются значения диаметра стандартного двухребордного цилиндрического колеса, тип рельса и коэффициент трения качения колеса о рельс. Основные размеры ходовых колес приведены в табл. П.14 и на рис. П.8. Основные параметры рельсов приведены в табл.П.15 и на рис. П.9.

После выбора параметров колес и типа рельса производится проверочный расчет ходовых колес на контактную прочность. Напряжение в зоне контакта не должно превышать допускаемое значение, устанавливаемое в зависимости от механических свойств материала колеса.

В механизмах передвижения используются железнодорожные (тип Р) и крановые (тип КР) рельсы (см.табл.П.15) с выпуклой головкой, имеющие точечный контакт с дорожкой качения колеса.

Контактное напряжение при этом определяется [4]:

$$\sigma_H = \kappa \kappa_f \sqrt[3]{\frac{F_p E_{np}^2}{R_1^2}} \leq [\sigma]_H,$$

где κ – коэффициент, зависящий от соотношения радиусов колеса и скругления головки рельса;

R_1 – больший из радиусов колеса и скругления (выпуклости) головки рельса, м;

$$\kappa \approx 0,09 \sqrt[9]{(R_1 / R_2)^4};$$

R_2 – меньший из радиусов колеса и скругления головки рельса, м;

κ_f – коэффициент, учитывающий влияние трения на работу опорных колес, принимается при режимах работы:

(1М...3М) - $\kappa_f = 1,0$;

(4М) - $\kappa_f = 1,04...1,06$;

(5М, 6М) - $\kappa_f = 1,06...1,1$;

F_p – расчетная нагрузка на колесо, Н:

$$F_p = \kappa_n \kappa_d F_{R \max},$$

κ_n – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса: для рельсов с выпуклой головкой $\kappa_n = 1,1$;

κ_d – коэффициент динамичности, зависящий от скорости передвижения крана ($V_{кр}$).

При $V_{кр} < 1 \text{ м/с}$ $\kappa_d = 1,0$; при $V_{кр} = 1...1,5 \text{ м/с}$ $\kappa_d = 1,1$;

при $V_{кр} = 1,5...3 \text{ м/с}$ $\kappa_d = 1,2$; при $V_{кр} > 3 \text{ м/с}$ $\kappa_d = 1,3$;

$F_{R \max}$ – максимальная нагрузка на колесо при номинальных нагрузках на кран в рабочем состоянии, Н;

E_{np} – приведенный модуль упругости материала колеса и рельса, МПа.

Для стали принимается $E_{np} = (2,1 \dots 2,2) 10^5 \text{ МПа}$;
 $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа ,

$$[\sigma]_H = (0,7 \dots 0,9) \sigma_T ,$$

σ_T – предел текучести материала колеса, МПа (табл.2.1).

Таблица 2.1

Значения предела текучести различных материалов
кованых ходовых колес

Материал	Сталь			
	45	50	75	65Г
Предел текучести σ_T , МПа	360	380	900	785
ГОСТ	1050-88			14959-79

Пример

По величине $F_{R \max} = 210,1 \text{ кН}$, скорости передвижения крана $V_{кр} = 0,63 \text{ м/с}$, группе режима работы (4М) по табл. П.13 выбираем приводные и не приводные ходовые цилиндрические колеса с двумя ребрами и рельс с полукруглой головкой.

Основные параметры колес:

диаметр колеса $D_k = 500 \text{ мм} = 0,5 \text{ м}$; в буксах установлены двухрядные сферические роликоподшипники № 3622, внутренний диаметр подшипника (диаметр цапфы) $d_{ц} = 22 \cdot 5 = 110 \text{ мм} = 0,11 \text{ м}$, тип рельса - КР 70, коэффициент трения качения колеса о рельс $\mu = 0,0006 \text{ м}$. Допускаемая нагрузка на колесо $[F_R] = 267 \text{ кН}$.

Расчетная нагрузка на колесо

$$F_p = \kappa_H \kappa_D F_{R \max} = 1,1 \cdot 1 \cdot 210,1 = 231,1 \text{ кН} = 231100 \text{ Н}.$$

Коэффициент, зависящий от отношения радиусов:

$$\kappa \approx 0,09 \sqrt[3]{(R_1 / R_2)^4} \approx 0,09 \sqrt[3]{(0,4 / 0,25)^4} = 0,11,$$

где $R_1 = 0,4 \text{ м}$ - радиус скругления головки рельса КР 70;

$R_2 = 0,25 \text{ м}$ - радиус ходового колеса.

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = \kappa \kappa_f \sqrt[3]{\frac{F_p E_{np}^2}{R_1^2}} = 0,11 \cdot 1,05 \sqrt[3]{\frac{231100 (2,1 \cdot 10^5)^2}{400^2}} = 461,3 \text{ МПа} ,$$

где $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 785 = 628 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T = 785 \text{ МПа}$ – предел текучести материала Сталь 65Г ходового колеса (см. табл. 2.1).

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 461,3 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 628 \text{ МПа}$$

меньше допускаемого, что соответствует требуемому условию.

2.5. Расчет общего сопротивления передвижению крана

Общее сопротивление передвижению крана от статических нагрузок

$$F_{пер} = F_{тр} + F_{укл} + F_{в},$$

где $F_{тр}$ – сопротивление от сил трения;

$F_{укл}$ – сопротивление от уклона рельсового пути;

$F_{в}$ – сопротивление от ветровой нагрузки.

2.5.1. Сопротивление трения при движении крана по прямому рельсовому пути

$$F_{тр} = \kappa_p (m_{кр} + Q)g \frac{fd_u + 2\mu}{D_k},$$

где $\kappa_p = 2,0...2,5$ – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления от трения реборд и торцов ступиц ходовых колес;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

f – коэффициент трения (приведенный к цапфе вала) в подшипниках опор вала ходового колеса, принимается в шариковых и роликовых подшипниках качения $f = 0,015$; в подшипниках скольжения открытого типа $f = 0,10$;

μ – коэффициент трения (плечо реактивной силы) качения ходовых колес по рельсам, м ;

d_u – диаметр цапфы вала (оси) ходового колеса, м ;

D_k – диаметр ходового колеса, м .

2.5.2. Сопротивление от уклона рельсового пути

Составляющая нагрузки от уклона подкрановых рельсовых путей определяется в пределах максимально допустимого уклона:

$$F_{укл} = (m_{кр} + Q)g \sin \alpha ,$$

где $\sin \alpha$ – уклон рельсового пути, принимаемый:

0,001 – для мостовых кранов;

0,003 - козловых кранов;

0,005 - башенных кранов.

2.5.3. Сопротивление от ветровой нагрузки

Ветровая нагрузка практически на 60...80% определяет мощность приводов механизма передвижения крана. Требования обеспечения плавного пуска и торможения механизма передвижения при сравнительно редко действующей ветровой нагрузке часто заставляют усложнять как сами приводы, так и их системы управления.

Ветровая нагрузка на кран определяется в рабочем состоянии, при котором обеспечивается эксплуатация крана с номинальным грузом.

Распределенная ветровая нагрузка p на единицу расчетной площади элемента конструкции в данной зоне высоты

$$p = qkcn,$$

где $q = 125 \text{ Па}$ – динамическое давление ветра, принимается независимо от района установки крана [3];

k – коэффициент, учитывающий изменение динамического давления по высоте, принимаемый по табл. 2.2;

c – коэффициент аэродинамической силы, принимаемый для пролетных балок, $c = 1,375$ [4];

$n = 1$ - коэффициент перегрузки для рабочего состояния крана [5].

Таблица 2.2

Коэффициент изменения динамического давления
по высоте H над поверхностью земли

Высота H над поверхностью земли, м	10	20	40
Коэффициент k	1,00	1,25	1,55
Примечание. Для промежуточных высот значения коэффициента k следует определять линейной интерполяцией данных табл.2.2			

Статическая составляющая ветровой нагрузки на элементы конструкции крана

$$F_{\text{с}}^{\kappa} = pAK_{\text{спл}},$$

где A – расчетная площадь конструкции;

$K_{\text{спл}}$ – коэффициент сплошности, принимаемый для решетчатых ферм $K_{\text{спл}} = 0,35$ [4];

$$A = h L',$$

где h - высота пролетной балки, м;

L' - длина пролетной балки, м:

$L' = L$ - для мостовых и бесконсольно-козловых кранов;

$L' = L + 2L_{\kappa}$ - для консольно-козловых кранов;

$L' = L_{\text{с}}$ (вылет стрелы) – для башенных кранов.

Статическая составляющая ветровой нагрузки на груз

$$F_{\text{с}}^{\Gamma} = qkcnA_{\Gamma},$$

где $q = 125 \text{ Па}$ - динамическое давление ветра;

k – коэффициент, принимаемый по табл. 2.2;

$c = 1,2$ - коэффициент аэродинамической силы для груза [4];

$n = 1$ - коэффициент перегрузки для рабочего состояния;

A_{Γ} - расчетная площадь груза, принимаемая в зависимости от его номинальной массы Q по табл. 2.3.

Полное сопротивление от ветровой нагрузки

$$F_{\text{с}} = F_{\text{с}}^{\kappa} + F_{\text{с}}^{\Gamma}.$$

Пример

Сопротивление передвижению от сил трения

$$F_{\text{тр}} = \kappa_p (m_{\text{кр}} + Q)g \frac{fd_u + 2\mu}{D_{\kappa}} = 2,2(42 + 12,5)9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 0,0006}{0,5} = 6,7 \text{ кН}.$$

Таблица 2.3

Ориентировочная расчетная площадь груза A_{Γ}
в зависимости от его номинальной массы Q

$Q, \text{ т}$	$A_{\Gamma}, \text{ м}^2$	$Q, \text{ т}$	$A_{\Gamma}, \text{ м}^2$	$Q, \text{ т}$	$A_{\Gamma}, \text{ м}^2$
0,05	0,56	1,25	3,2	12,5	12
0,10	0,80	1,60	3,6	16,0	14
0,20	1,00	2,0	4,0	20,0	16
0,25	1,4	2,5	5,0	25,0	18
0,32	1,6	3,2	5,6	32,0	20

0,40	1,8	4,0	6,3	40,0	22
0,50	2,0	5,0	7,1	50,0	25
0,63	2,2	6,3	8,0	63,0	28
0,80	2,5	8,0	9,0	80,0	32
1,00	2,8	10,0	10,0	100,0	36

Сопротивление от уклона рельсового пути

$$F_{укл} = (m_{кр} + Q)g \sin \alpha = (42 + 12,5)9,8 \cdot 0,003 = 1,6 \text{ кН}.$$

Распределенная ветровая нагрузка на единицу расчетной площади элемента конструкции

$$p = q \kappa c n = 125 \cdot 1 \cdot 1,375 \cdot 1 = 171,875 \text{ Па}.$$

Расчетная площадь конструкции крана

$$A = h L' = 3 \cdot 52 = 156 \text{ м}^2,$$

где $h = 3 \text{ м}$ - высота пролетной балки крана;

L' - длина пролетной балки, определяемая

$$L' = L + 2L_{\kappa} = 32 + 2 \cdot 10 = 52 \text{ м}.$$

Статическая составляющая ветровой нагрузки на элементы конструкции крана

$$F_{\epsilon}^{\kappa} = p A K_{cнл} = 171,875 \cdot 156 \cdot 0,35 = 9400 \text{ Н} = 9,4 \text{ кН}.$$

Статическая составляющая ветровой нагрузки на груз

$$F_{\epsilon}^{\Gamma} = q \kappa c n A_{\Gamma} = 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 12 = 1800 \text{ Н} = 1,8 \text{ кН},$$

где $q = 125 \text{ Па}$; $\kappa = 1$ (см. табл.2.2); $c = 1,2$; $n = 1$; $A_{\Gamma} = 12 \text{ м}^2$ (см. табл. 2.3).

Полное сопротивление от ветровой нагрузки на кран в рабочем состоянии

$$F_{\epsilon} = F_{\epsilon}^{\kappa} + F_{\epsilon}^{\Gamma} = 9,4 + 1,8 = 11,2 \text{ кН}.$$

Общее сопротивление передвижению крана от статических нагрузок

$$F_{пер} = F_{тр} + F_{укл} + F_{\epsilon} = 6,7 + 1,6 + 11,2 = 19,5 \text{ кН}.$$

2.6. Выбор электродвигателя

Выбор электродвигателя механизма передвижения производится по статической мощности, требуемой при установившемся движении в рабочем состоянии [6].

Статическая мощность электродвигателя одного привода, кВт, ориентировочно определяется:

$$P_c = \frac{F_{пер} V_{кр}}{a \eta_m},$$

где η_m - КПД механизма передвижения, принимается $\eta_m = 0,8...0,9$ – для цилиндрического редуктора, $\eta_m = 0,65...0,7$ – для червячного редуктора;

a - количество механизмов передвижения крана, принимается равным 2 или 4.

С учетом ПВ% выбирается крановый электродвигатель с фазным ротором серии МТФ с мощностью, близкой к статической, при этом, учитывая нестабильность ветровой нагрузки, мощность двигателя может быть меньше статической P_c на 20%.

Основные характеристики и размеры электродвигателей МТФ приведены в табл. П.3, П.4 и на рис. П.1.

Пример

Статическая мощность электродвигателя

$$P_c = \frac{F_{пер} V_{кр}}{a \eta_m} = \frac{19,5 \cdot 0,63}{2 \cdot 0,85} = 7,2 \text{ кВт},$$

где $a = 2$ - количество механизмов передвижения;

$\eta_m = 0,85$ - КПД механизма передвижения.

По значению P_c выбираем крановый электродвигатель с фазным ротором серии МТФ исполнением 1М1001 на лапах, ГОСТ 185-70.

Основные параметры электродвигателя

Тип электродвигателя	МТФ 112-6
Мощность на валу при ПВ=25% $P_{дв}$, кВт	5,8
Частота вращения $n_{дв}$, мин ⁻¹	915
Максимальный момент T_{max} , Н·м	137
Момент инерции ротора I_p , кг·м ²	0,067

Масса m , кг	88
Диаметр вала d_1 , мм	35
Длина вала l_1 , мм	80

2.7. Выбор редуктора

В механизмах передвижения кранов используются цилиндрические горизонтальные двухступенчатые редукторы типов Ц2, Ц2У, Ц2Н, цилиндрические вертикальные трехступенчатые крановые редукторы типов ВК, ВКУ и червячные одноступенчатые универсальные редукторы типа Ч.

Выбор редуктора производится в зависимости от кинематической схемы привода по передаточному числу, расчетной мощности или допускаемому вращающему моменту на тихоходном валу и частоте вращения быстроходного вала (задается частотой вращения электродвигателя). Технические данные редукторов приведены соответственно в табл. П.5...П.10, П.16...П.23 и на рис. П.2...П.5., П.10...П.14.

Основные параметры для выбора редуктора

Частота вращения ходового колеса

$$n_k = \frac{60V_{кр}}{\pi D_k}.$$

Требуемое передаточное число привода

$$u' = \frac{n_{ог}}{n_k}.$$

Расчетная мощность редуктора

$$P_p = P_c \kappa_y ,$$

где κ_y - коэффициент, учитывающий условия работы редуктора для групп режима: (1М...3М) – $\kappa_y = 2,25$;

(4М) – $\kappa_y = 2,2$;

(5М) – $\kappa_y = 1,7$;

(6М) – $\kappa_y = 1,3$.

Требуемая величина вращающего момента на тихоходном валу редуктора (без учета потерь на трение)

$$T_T = 9550 \frac{P_p}{n_T},$$

где n_T - частота вращения тихоходного вала редуктора.

Для мостового (см. рис. 2.1, в) и консольно-козлового (см. рис. 2.1, з) кранов $n_T = n_K$, а требуемое передаточное число привода равно передаточному числу редуктора: $u' = u'_p$.

Для башенного (см. рис. 2.1, а) и бесконсольно-козлового (см. рис. 2.1, б) кранов необходимо учесть, что требуемое передаточное число привода равно:

$$u' = u'_p u'_{zn},$$

где u'_p – требуемое передаточное число редуктора;

u'_{zn} – предварительное значение передаточного числа открытой зубчатой передачи, принимаемое ориентировочно $u'_{zn} = 2,5 \dots 2,8$.

С учетом этого требуемое передаточное число редуктора будет равно:

$$u'_p = \frac{u'}{u'_{zn}},$$

а частота вращения тихоходного вала редуктора $n_T = n_K u'_{zn}$.

2.8. Фактическая скорость передвижения

$$V_{kp}^{\phi} = \frac{V_{kp} u'}{u_p u'_{zn}},$$

где u_p - передаточное число редуктора.

Пример

Частота вращения ходового колеса

$$n_K = \frac{60 V_{kp}}{\pi D_K} = \frac{60 \cdot 0,63}{3,14 \cdot 0,5} = 24,08 \text{ мин}^{-1}.$$

Требуемое передаточное число привода

$$u' = \frac{n_{\partial в}}{n_K} = \frac{915}{24,08} = 38.$$

Расчетная мощность редуктора

$$P_p = P_c \kappa_y = 7,2 \cdot 2,2 = 15,84 \text{ кВт}.$$

Вращающий момент на тихоходном валу редуктора

$$T_T = 9550 \frac{P_p}{n_T} = 9550 \frac{15,84}{24,08} = 6282 \text{ Н}\cdot\text{м} = 6,28 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

здесь $n_T = n_k = 24,08 \text{ мин}^{-1}$.

По величине вращающего момента с учетом требуемого передаточного числа выбираем для группы режима работы (4М) и частоты вращения быстроходного вала $n_b = n_{об} = 915 \text{ мин}^{-1} = 15,25 \text{ с}^{-1}$ редуктор вертикальный крановый типа ВКУ - 610М (см. табл. П.18, П.19 и рис. П.11).

Основные параметры редуктора

Тип редуктора.....ВКУ - 610М

Передаточное число u_p 40

Вращающий момент на тихоходном валу редуктора T_T , кН·м ...7,9

Быстроходный вал:

Диаметр d , мм 40

Длина l_1 , мм 110

Тихоходный вал:

Диаметр d , мм 80

Длина l_2 , мм 130

Фактическая скорость передвижения крана

$$V_{кр}^{\phi} = \frac{V_{кр} u'}{u_p u'_{зн}} = \frac{0,63 \cdot 38}{40 \cdot 1} = 0,6 \text{ м/с}.$$

Так как в приводе механизма передвижения консольно-козлового крана открытая зубчатая передача отсутствует, принимаем $u'_{зн} = 1$.

Изменение величины скорости

$$\Delta V_{кр} \% = \frac{V_{кр} - V_{кр}^{\phi}}{V_{кр}} 100\% = \frac{0,63 - 0,6}{0,63} 100\% = 4,8\%.$$

Фактическая скорость передвижения крана меньше заданной на 4,8%, что допустимо.

2.9. Расчет элементов открытой зубчатой передачи

Колеса открытой зубчатой передачи (см.рис. 2.1, а, 2.1, б) чаще всего выполняются прямозубыми, причем ведомые колеса непосред-

ственно соединяются с ходовыми колесами. По условиям компоновки диаметр ходового колеса и диаметр делительной окружности ведомого зубчатого колеса принимаются одинаковыми ($D_k = d_2 = mz_2$).

Количество зубьев шестерни принимается минимальным из условия отсутствия подреза:

$$z_1 = 17.$$

Количество зубьев колеса определяется из принятого передаточного числа:

$$z_2 = z_1 u'_{zn}.$$

В случае получения дробного значения число зубьев z_2 округляется до целого в большую сторону.

Уточненное передаточное число зубчатой передачи

$$u_{zn} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Расчетное значение модуля зацепления колес

$$m = \frac{D_k}{z_2}.$$

Полученное значение модуля округляется до ближайшего большего значения из ряда стандартных модулей (ГОСТ 9563-80): 4,0; 5,0; (5,5); 6,0; (7,0); 8,0; (9,0); 10,0 (11,0); 12,0; (14,0); 18,0. Значения, стоящие в скобках, менее предпочтительны.

Диаметры делительных окружностей:

$$\text{шестерни } d_1 = mz_1,$$

$$\text{колеса } d_2 = mz_2.$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

Ширина зубчатого венца колеса

$$b_2 = \psi_a a_w,$$

где ψ_a – коэффициент ширины, принимают:

при симметричном расположении 0,315...0,4 ,

при несимметричном расположении 0,25...0,315.

Значение ширины колеса после вычисления округляется в ближайшую сторону до целого числа.

Ширина шестерни

$$e_1 = e_2 + (5...10) \text{ мм.}$$

Далее, если заданием на проект предусмотрено конструирование сборочной единицы «Установка ходового колеса» и имеется открытая зубчатая передача, необходимо сделать проверку зубьев открытой передачи на изгиб.

2.10. Выбор соединительных муфт

Для соединения вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора применяется муфта упругая втулочно-пальцевая с тормозным шкивом (см. рис. П.6 и табл. П.11). Тормозной шкив устанавливается на быстроходный вал редуктора.

Вращающий момент, передаваемый муфтой, соединяющей вал двигателя и быстроходный вал редуктора, равен моменту статических сил сопротивлений:

$$T_M^{ном} = T_c = \frac{F_{пер} D_k}{2a u_p \eta_m}.$$

Тип зубчатой муфты, соединяющей тихоходный вал редуктора и вал ходового колеса, выбирается с учетом диаметров концов валов, соединяемых данной муфтой. При этом допускается комбинация втулок муфты различных исполнений (с цилиндрическим и коническим отверстиями).

Непосредственное соединение тихоходного вала редуктора и вала ходового колеса производится зубчатой муфтой типа 1 (рис. П.15 и табл. П.24).

Соединение тихоходного вала редуктора и вала ходового колеса через трансмиссионный вал производится двумя зубчатыми муфтами типа 2 (рис. П.15, П.16 и табл. П.24).

Вращающий момент, передаваемый зубчатой муфтой, при наличии в приводе открытой зубчатой передачи:

$$T_M^{ном} = \frac{F_{пер} D_k}{2a u_{3п}}.$$

Выбор размеров соединительных муфт производится по величинам расчетных вращающих моментов, причем табличное значение момента T_M должно быть больше расчетного:

$$T_M^p = T_M^{ном} k_1 k_2,$$

где κ_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма, принимается $\kappa_1 = 1,2$;

κ_2 – коэффициент, учитывающий группу режима работы механизма, принимается для групп режима работы:

$$\begin{aligned} (1M...3M) - \kappa_2 &= 1; & (4M) - \kappa_2 &= 1,2; \\ (5M) - \kappa_2 &= 1,3; & (6M) - \kappa_2 &= 1,5. \end{aligned}$$

Пример

Вращающий момент, передаваемый муфтой, соединяющей вал электродвигателя и быстроходный вал редуктора:

$$T_M^{ном} = \frac{F_{пер} D_{\kappa}}{2a u \eta_M} = \frac{19500 \cdot 0,5}{2 \cdot 2 \cdot 40 \cdot 0,85} = 71,7 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где u – передаточное число привода, равное передаточному числу редуктора: $u = u_p$.

Расчетная величина момента

$$T_M^P = T_M^{ном} \kappa_1 \kappa_2 = 71,7 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 103,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По требуемому расчетному моменту T_M^P и диаметрам соединяемых валов выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом (см. табл.П.11).

Основные параметры муфты упругой втулочно-пальцевой с тормозным шкивом

Номинальный вращающий момент T , Н·м.....	500
Диаметры посадочных отверстий в полумуфтах, мм:	
d	40 - 45
d_1	40 - 45
Диаметр тормозного шкива D_T , мм	200
Момент инерции муфты I_M , кг·м ²	0,32

Вращающий момент, передаваемый зубчатой муфтой, установленной на тихоходном валу привода:

$$T_M^{ном} = \frac{F_{пер} D_{\kappa}}{2a u_{zn}} = \frac{19500 \cdot 0,5}{2 \cdot 2 \cdot 1} = 2437,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Расчетный момент

$$T_M^P = T_M^{НОМ} \kappa_1 \kappa_2 = 2437,5 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 3510 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По величине T_M^P выбираем зубчатую муфту типа 1 (см. табл. П.24).

Основные параметры зубчатой муфты

Номинальный вращающий момент T , Н·м.....	10000
Диаметры посадочных отверстий в полумуфтах, мм	
d_u, d_k	100
Длина муфты L , мм	340

2.11. Оценка работоспособности механизма передвижения

Максимально допустимое ускорение крана при пуске по условию сцепления колес с рельсами

$$[a]_{\max} = \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\varphi}{\kappa_\varphi} + \frac{f d_u}{D_k} \right) - (2\mu + f d_u) \frac{\kappa_p}{D_k} - \frac{F_v}{m_{kp} g} \right] g,$$

где z_{np} – количество приводных ходовых колес крана;

φ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами:

при работе в помещении $\varphi = 0,15$,

при работе на открытом воздухе $\varphi = 0,12$,

при работе с песочницами $\varphi = 0,2$;

κ_φ – коэффициент запаса сцепления: при нормальной работе без ветровой нагрузки $\kappa_\varphi = 1,2$, с ветровой нагрузкой $\kappa_\varphi = 1,1$;

F_v – ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Наименьшее допускаемое время пуска по условию сцепления колес

$$[t]_{\min} = \frac{V_{kp}^\phi}{[a]_{\max}}.$$

2.11.1. Проверка электродвигателя по времени пуска без груза

$$t_{\Pi} = \frac{\delta I n_{\text{ДВ}}}{9,55(T_{\text{ср.п}} - T'_c)} + \frac{9,55 m_{\text{кр}} (V_{\text{кр}}^\phi)^2}{n_{\text{ДВ}} (T_{\text{ср.п}} - T'_c) \eta_M},$$

где $\delta = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся неучтенных масс привода;

$I = I_p + I_m$ – суммарный момент инерции ротора электродвигателя и муфты с тормозным шкивом, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$T_{cp.n}$ – средний пусковой момент электродвигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Для электродвигателей с фазным ротором

$$T_{cp.n} = \frac{\psi_{max} + \psi_{min}}{2} T_{ном},$$

где $T_{ном}$ – номинальный момент на валу электродвигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}$:

$$T_{ном} = 9550 \frac{P_{дв}}{n_{дв}};$$

$\psi_{max} = \frac{T_{max}}{T_{ном}}$ – максимальная кратность пускового момента электродвигателя;

$\psi_{min} = 1,1 \dots 1,4$ – минимальная кратность пускового момента электродвигателя.

T'_c – момент статических сопротивлений при работе крана без груза:

$$T'_c = \frac{F'_{пер} D_{\kappa}}{2 a u \eta_m},$$

где $F'_{пер} = F'_{тр} + F'_{укл} + F'_e$ – сопротивление передвижению крана без груза.

Время пуска (разгона) механизма до номинальной скорости не должно превышать $t_n = 8 \dots 10 \text{ с}$ [6].

Фактическое ускорение крана при пуске механизма

$$a^{\phi} = \frac{V_{кр}^{\phi}}{t_n} \leq [a]_{\max}.$$

Пример

Максимально допустимое ускорение крана при пуске по условию сцепления колес с рельсами

$$[a]_{\max} = \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\varphi}{\kappa_{\varphi}} + \frac{f d_{\psi}}{D_{\kappa}} \right) - (2\mu + f d_{\psi}) \frac{\kappa_p}{D_{\kappa}} - \frac{F_e}{m_{кр} g} \right] g =$$

$$= \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,12}{1,1} + \frac{0,015 \cdot 0,11}{0,5} \right) - (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,11) \frac{2,2}{0,5} - \frac{11,2}{42 \cdot 9,8} \right] 9,8 = 0,16 \text{ м/с}^2,$$

где $z_{np} = 2$ – количество приводных колес крана;

$z = 4$ – общее количество колес крана;
 $F_g = 11,2 \text{ кН}$ – ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии.

Расчетная величина $[a]_{\max}$ сравнивается с нормативными данными (табл.2.4). Из двух значений для последующих расчетов принимается меньшее.

Таблица 2.4

Наибольшие допускаемые ускорения и замедления $[a]$
 механизмов передвижения кранов с гибким подвесом груза
 по условиям технологического процесса

Назначение крана	$[a], \text{ м/с}^2$, при грузоподъемности $Q, \text{ т}$		
	до 3,2	3,2...12,5	свыше 12,5
Перегрузка штучных грузов:			
с ручной строповкой	0,20	0,15	0,10
с помощью приводного захвата	0,10	0,10	0,10

По нормам для крана с ручной строповкой при грузоподъемности $Q = 12,5 \text{ т}$ принимается $[a]_{\max} = 0,15 \text{ м/с}^2$.

Наименьшее допускаемое время пуска по условию сцепления колес

$$[t]_{\min} = \frac{V_{\text{кр}}^{\phi}}{[a]_{\max}} = \frac{0,6}{0,15} = 4 \text{ с.}$$

Суммарный момент инерции ротора электродвигателя и упругой втулочно-пальцевой муфты с тормозным шкивом

$$I = I_p + I_m = 0,067 + 0,32 = 0,387 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Номинальный момент на валу электродвигателя

$$T_{\text{ном}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = 9550 \frac{5,8}{915} = 60,54 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальная кратность пускового момента электродвигателя

$$\psi_{\max} = \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = \frac{137}{60,54} = 2,26.$$

Средний пусковой момент электродвигателя с фазным ротором

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2} T_{\text{ном}} = \frac{2,26 + 1,1}{2} \cdot 60,54 = 101,7 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\psi_{\min} = 1,1$.

Сопротивление передвижению крана без груза:

от сил трения

$$F'_{Tp} = \kappa_p m_{kp} g \frac{fd_u + 2\mu}{D_k} = 2,2 \cdot 42 \cdot 9,8 \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 0,0006}{0,5} = 5,16 \text{ кН},$$

от уклона пути

$$F'_{ук} = m_{kp} g \sin \alpha = 42 \cdot 9,8 \cdot 0,003 = 1,235 \text{ кН},$$

от ветровой нагрузки

$$F'_e = F_e^k = 9,4 \text{ кН},$$

полное сопротивление передвижению

$$F'_{nep} = F'_{Tp} + F'_{укл} + F'_e = 5,16 + 1,235 + 9,4 = 15,8 \text{ кН} = 15800 \text{ Н}.$$

Момент статических сопротивлений при работе крана без груза

$$T'_c = \frac{F'_{nep} D_k}{2 a u_p \eta_m} = \frac{15800 \cdot 0,5}{2 \cdot 2 \cdot 40 \cdot 0,85} = 58 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Время пуска электродвигателя механизма передвижения крана без груза

$$t_n = \frac{\delta I n_{\delta\phi}}{9,55(T_{cp.n} - T'_c)} + \frac{9,55 m_{kp} (V_{kp}^\phi)^2}{n_{\delta\phi} (T_{cp.n} - T'_c) \eta_m} = \\ = \frac{1,2 \cdot 0,387 \cdot 915}{9,55(101,7 - 58)} + \frac{9,55 \cdot 42 \cdot 10^3 \cdot 0,6^2}{915(101,7 - 58)0,85} = 4,63 \text{ с}.$$

Фактическое ускорение крана при пуске механизма

$$a^\phi = \frac{V_{kp}^\phi}{t_n} = \frac{0,6}{4,63} = 0,13 \text{ м/с}^2, \text{ что меньше } [a]_{\max} = 0,15 \text{ м/с}^2.$$

2.11.2. Проверка электродвигателя на нагрев

Требуемая мощность электродвигателя по условиям нагрева с учетом пауз в течение цикла

$$P_{пв} = \kappa P_\phi,$$

где P_ϕ – требуемая эквивалентная мощность двигателя для рабочей части цикла, определяемая по формуле

$$P_\phi = \gamma P_c,$$

где γ – вспомогательный коэффициент, принимаемый:

$$\gamma = 1,25 \text{ в цехах};$$

$\gamma = 1,15$ – на открытом воздухе;
 P_c – статическая мощность электродвигателя;
 κ – коэффициент, учитывающий номинальную относительную продолжительность включения (ПВ), характерную для номинального режима работы, принимаемый для групп режима работы: (1М, 2М, 3М) – $\kappa = 0,35$; (4М) – $\kappa = 0,5$; (5М) – $\kappa = 0,75$; (6М) – $\kappa = 1,0$.

При проверке двигателя на нагрев необходимо обеспечить условие

$$P_{\partial в} \geq P_{пв} .$$

Пример

Требуемая эквивалентная мощность электродвигателя для рабочей части цикла механизма передвижения

$$P_{э} = \gamma P_c = 1,15 \cdot 7,2 = 8,28 \text{ кВт}.$$

Требуемая мощность электродвигателя по условиям нагрева с учетом пауз в течение цикла

$$P_{пв} = \kappa P_{э} , = 0,5 \cdot 8,28 = 4,14 \text{ кВт}.$$

Номинальная мощность двигателя МТФ112-6

$$P_{\partial в} = 5,8 \text{ кВт}, \text{ что больше } P_{пв} = 4,14 \text{ кВт},$$

следовательно, условие проверки выполняется.

2.11.3. Проверка запаса сцепления ходовых колес с рельсами при пуске

Во избежание пробуксовки, что приводит к ускоренному износу колес и рельсов, должно быть выполнено условие

$$K_{\phi} = \frac{F_{np} \phi}{F'_{пер} + m_{кр} g \left(\frac{a^{\phi}}{g} - \frac{z_{np}}{z} f \frac{d_u}{D_k} \right)} \geq 1,2,$$

где F_{np} - суммарная нагрузка на приводные ходовые колеса крана без груза (опасность пробуксовки больше, когда кран трогается с места без груза), приближенно можно принять

$$F_{np} = m_{кр} g \frac{z_{np}}{z}.$$

Расчетное значение максимального допустимого замедления крана по условию сцепления колес с рельсами.

$$[a^T]_{\max} = \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\varphi}{\kappa_{\varphi}} - \frac{fd_u}{D_{\kappa}} \right) + (2\mu + fd_u) \frac{1}{D_{\kappa}} - \frac{F_{\epsilon}}{m_{kp}g} \right] g.$$

Время торможения крана без груза

$$t_T = \frac{V_{kp}^{\phi}}{[a^T]_{\max}}.$$

Пример

Суммарная нагрузка на приводные ходовые колеса крана без груза

$$F_{np} = m_{kp}g \frac{z_{np}}{z} = 42 \cdot 9,8 \cdot \frac{2}{4} = 205,8 \text{ кН}$$

Фактический запас сцепления колес с рельсами при пуске

$$K_{\varphi} = \frac{F_{np}\varphi}{F'_{nep} + m_{kp}g \left(\frac{a^{\phi}}{g} - \frac{z_{np}}{z} f \frac{d_u}{D_{\kappa}} \right)} = \frac{205,8 \cdot 0,12}{15,8 + 42 \cdot 9,8 \left(\frac{0,13}{9,8} - \frac{2}{4} \cdot 0,015 \cdot \frac{0,11}{0,5} \right)} = 1,2.$$

Условие выполняется.

Максимальное допустимое замедление крана по условию сцепления колес с рельсами

$$[a^T]_{\max} = \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\varphi}{\kappa_{\varphi}} - \frac{fd_u}{D_{\kappa}} \right) + (2\mu + fd_u) \frac{1}{D_{\kappa}} - \frac{F_{\epsilon}}{m_{kp}g} \right] g =$$

$$= \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,12}{1,1} - \frac{0,015 \cdot 0,11}{0,5} \right) + (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,11) \frac{1}{0,5} - \frac{11,2}{42 \cdot 9,8} \right] 9,8 = 0,3 \text{ м/с}^2.$$

Максимально допустимое замедление крана при торможении по нормативным данным (см. табл. 2.4) с учетом технологического процесса (перегрузка штучных грузов с ручной строповкой) должно иметь то же значение, что и ускорение при пуске $[a]_{\max} = 0,15 \text{ м/с}^2$. Этим обеспечиваются одинаковые условия сцепления колес с рельсами, а также создается одинаковое силовое воздействие на груз при пуске и торможении.

Время торможения крана без груза

$$t_T = \frac{V_{кр}^{\phi}}{[a]_{\max}} = \frac{0,6}{0,15} = 4 \text{ с.}$$

2.12. Выбор тормоза

В механизмах передвижения кранов применяются колодочные тормоза с электрогидравлическим толкателем типа ТКГ.

Выбор размера тормоза производится по расчетному тормозному моменту с учетом диаметра тормозного шкива муфты.

Расчет величины тормозного момента для механизма передвижения крана производится с учетом попутного ветра и при уклоне рельсового пути в сторону движения.

Момент статических сопротивлений на валу тормоза при торможении

$$T_c^T = T_{тр}^T + T_{укл}^T - T_{\epsilon}^T,$$

где $T_{тр}^T$ – момент сил трения ходовых колес крана при торможении:

$$T_{тр}^T = \frac{m_{кр} g (f d_u + 2\mu) \eta_m}{2u},$$

$T_{укл}^T$ – момент сопротивления движению от уклона пути при торможении:

$$T_{укл}^T = \frac{m_{кр} g D_k \eta_m \sin \alpha}{2u},$$

T_{ϵ}^T – момент сопротивления движению от ветровой нагрузки

$$T_{\epsilon}^T = \frac{F' D_k \eta_m}{2u},$$

Момент сил инерции при торможении крана без груза

$$T_{ин}^T = \frac{\delta I_{дв}}{9,55 t_T} + \frac{9,55 m_{кр} (V_{кр}^{\phi})^2 \eta_m}{n_{дв} t_T}.$$

Расчетный момент на валу тормоза

$$T_p^T = T_{ин}^T - T_c^T.$$

Основные параметры и размеры некоторых тормозов ТКГ приведены в табл. П.12 и на рис.П.7.

Пример

Момент сил трения ходовых колес крана при торможении

$$T_{тр}^T = \frac{m_{кр} g (f d_{ц} + 2\mu) \eta_m}{2u} = \frac{42 \cdot 10^3 \cdot 9,8 (0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 0,0006) 0,85}{2 \cdot 40} = 12,46 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент сопротивления движению от уклона пути при торможении

$$T_{укл}^T = \frac{m_{кр} g D_{к} \eta_m \sin \alpha}{2u} = \frac{42 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 0,5 \cdot 0,85 \cdot 0,003}{2 \cdot 40} = 6,56 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент сопротивления движению от ветровой нагрузки

$$T_{в}^T = \frac{F'_{в} D_{к} \eta_m}{2u} = \frac{9,4 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 0,85}{2 \cdot 40} = 49,9 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент статических сопротивлений на валу тормоза при торможении

$$T_c^T = T_{тр}^T - T_{укл}^T - T_{в}^T = 12,46 - 6,56 - 49,9 = -44 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент сил инерции при торможении крана без груза

$$\begin{aligned} T_{ин}^T &= \frac{\delta I n_{дв}}{9,55 t_r} + \frac{9,55 m_{кр} (v_{кр}^{\phi})^2 \eta_m}{n_{дв} t_T} = \\ &= \frac{1,2 \cdot 0,387 \cdot 915}{9,55 \cdot 4} + \frac{9,55 \cdot 42 \cdot 10^3 \cdot 0,6^2 \cdot 0,85}{915 \cdot 4} = 44,66 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Расчетный момент на валу тормоза

$$T_p^T = T_{ин}^T - T_c^T = 44,66 - (-44) = 88,66 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По расчетному значению $T_p^T = 88,66 \text{ Н}\cdot\text{м}$ выбираем колодочный тормоз ТКГ-200 с приводом от электрогидравлического толкателя (см. рис. П.7, табл. П.12), согласуя размер колодок с размером диаметра тормозного шкива упругой втулочно-пальцевой муфты.

Основные параметры тормоза ТКГ-200

Тормозной момент T^T , Н·м	300
Тип толкателя	ТГМ - 25
Диаметр тормозного шкива D , мм	200

Проверка работоспособности тормоза

Минимальная длина пути торможения зависит от числа затормаживаемых ходовых колес и принимается из табл.2.5.

Таблица 2.5

Рекомендуемая минимальная длина пути торможения крана [4]

Отношение числа затормаживаемых ходовых колес к общему их количеству $(\frac{Z_{np}}{Z} 100\%) , \%$	Минимальная длина пути торможения $S_{min}, м$
25	$2(V_{кр}^{\phi})^2 / K$
50	$(V_{кр}^{\phi})^2 / K$
100	$(V_{кр}^{\phi})^2 / 2K$
Примечание. При коэффициенте сцепления $\varphi = 0,2$ (работа в помещении) $K = 1,5$; при $\varphi = 0,12$ (работа на открытом воздухе) $K = 0,9$.	

Фактическая длина пути торможения

$$S^{\phi} = 0,5V_{кр}^{\phi}t_T,$$

при этом должно быть выполнено условие

$$S^{\phi} \geq S_{min}.$$

Пример

Минимальная длина пути торможения крана (см. табл. 2.5)

$$S_{min} = \frac{(V_{кр}^{\phi})^2}{K} = \frac{0,6^2}{0,9} = 0,4м.$$

Фактическая длина пути торможения

$$S^{\phi} = 0,5V_{кр}^{\phi}t_T = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 4 = 1,2м > S_{min} = 0,4 м,$$

что соответствует рекомендациям табл. 2.5.

Глава 3

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ С КАНАТНОЙ ТЯГОЙ

3.1. Общие положения

Механизмы передвижения с канатной тягой применяют главным образом для грузовых тележек козловых, башенных и кабельных кранов. Для этих механизмов характерны незначительная масса и размеры тележек, которые могут перемещаться по наклонному рельсовому или канатному пути.

Для расчета механизма передвижения тележки необходимо иметь исходные данные:

- тип крана;
- номинальную грузоподъемность (Q);
- номинальную скорость передвижения тележки (V_T);
- пролет (L) или вылет стрелы (L_c);
- максимальную высоту подъема (H);
- кратность грузового полиспаста (u_n);
- количество ходовых колес тележки (z_k);
- частоту вращения крана (n)(для башенного крана);
- группу режима работы механизма;
- место установки механизма подъема.

Пример расчета приведен для варианта схемы с опорной грузовой тележкой (рис. 3.1) с использованием следующих исходных данных:

тип крана – консольно-козловой;

$Q = 32\text{ т}$;

$V_T = 0,54\text{ м/с}$;

$L = 32\text{ м}$;

$H = 11,8\text{ м}$;

$u_n = 4$;

$z_k = 4$;

группа режима работы – М6 (4М);

место установки механизма подъема стационарно на металлоконструкции крана.

3.2. Конструкции механизмов передвижения тележек

В механизмах передвижения тележек с канатной тягой применяются два варианта схем: с опорной и подвесной грузовыми тележками.

На рис. 3.1 приведена схема механизма передвижения опорной грузовой тележки с канатной тягой.

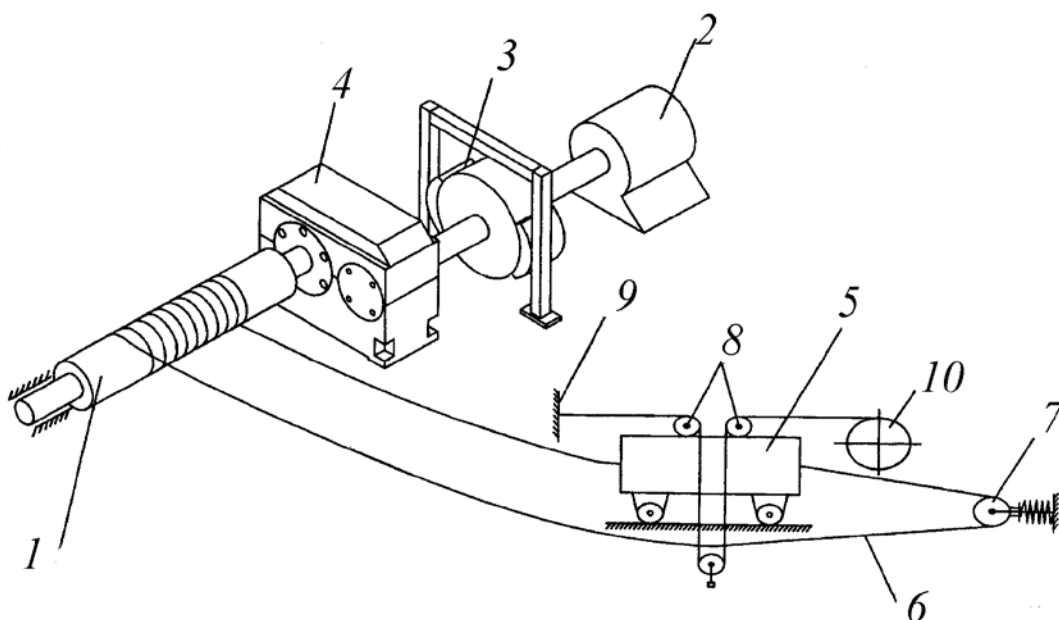


Рис. 3.1. Схема механизма передвижения опорной грузовой тележки с канатной тягой

Канатный барабан 1 механизма передвижения опорной грузовой тележки (тяговой лебедки) устанавливается на выходном валу привода, включающего электродвигатель 2, муфту с тормозом 3 и редуктор 4. Минимальное количество неиспользуемых (неразматываемых) на барабане витков каната должно составлять 3...4. Грузовая тележка 5 перемещается по рельсовому пути канатом. Ветви каната 6 закреплены на раме тележки. Нижняя ветвь каната проходит через обводной блок 7. На тележке установлены свободно вращающиеся блоки 8 грузового каната, один конец которого закреплен на металлоконструкции 9 крана, а второй - на барабане 10 механизма подъема груза (грузовой лебедке).

Схема механизма передвижения подвесной грузовой тележки приведена на рис. 3.2.

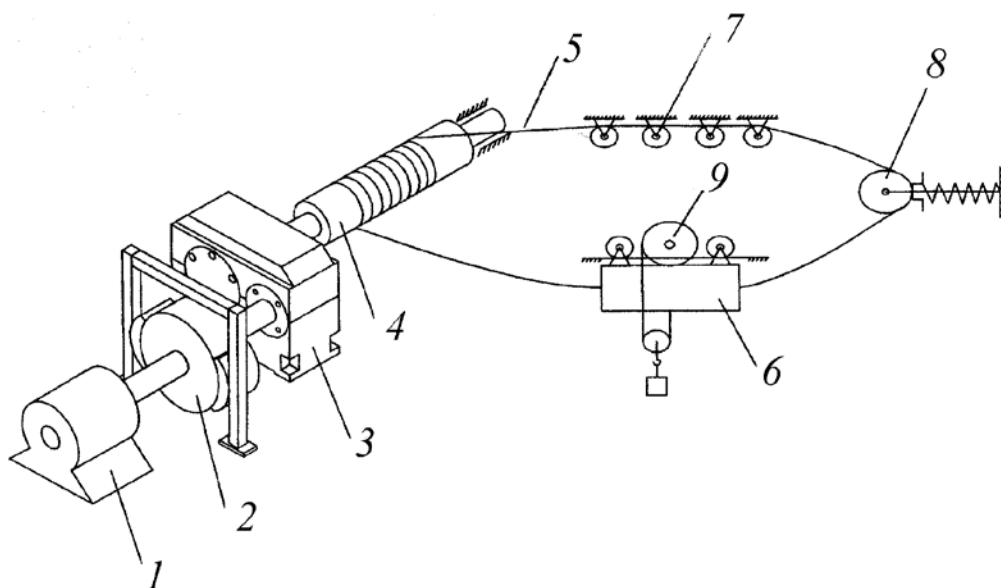


Рис. 3.2. Схема механизма передвижения подвесной грузовой тележки

Механизм передвижения подвесной грузовой тележки состоит из тяговой лебедки, включающей электродвигатель 1, муфту с тормозом 2, редуктор 3 и канатный барабан 4. Одна ветвь каната 5 навивается на барабан, а другая сматывается с него. Обе ветви каната закреплены на раме тележки 6. Верхняя ветвь каната проходит через систему поддерживающих роликов 7 и обводного блока 8. На тележке установлена грузовая лебедка с барабаном 9.

3.3. Выбор ходового колеса тележки

Масса тележки:

– со стационарно установленным механизмом подъема (консольно-козловой кран)

$$m_T = 0,1Q,$$

– с установленным на тележке механизмом подъема

$$m_T = 0,25Q.$$

Пример

$$m_T = 0,1Q = 0,1 \cdot 32 = 3,2 \text{ т.}$$

Нагрузка на ходовое колесо

$$F_R = \frac{(m_T + Q)g}{z_K},$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения; $z_K = 4$.

Пример

$$F_R = \frac{(m_T + Q)g}{z_K} = \frac{(3,2 + 32) \cdot 9,8}{4} = 86,2 \text{ кН}.$$

По величине F_R , скорости передвижения тележки V_T , группе режима работы (4М) по табл. П.13 выбирается диаметр D_K дорожки качения двухребордного цилиндрического колеса, тип рельса (выпуклая головка) и коэффициент трения качения μ колеса о рельс. При выборе диаметра D_K необходимо учитывать, что значение допускаемой нагрузки $[F_R]$ на колесо должно быть равно или больше расчетного значения F_R . Основные размеры ходовых колес, тип рельса приведены в табл. П.13 и П.14 и на рис.П.8. Основные параметры рельсов приведены в табл.П.15 и на рис. П.9.

Пример

По величине $F_R = 86,2 \text{ кН}$, скорости тележки $V_T = 0,54 \text{ м/с}$, группе режима работы механизма (4М) выбираем ходовые цилиндрические колеса диаметром $D_K = 400 \text{ мм} = 0,4 \text{ м}$. В буксах установлены двухрядные сферические роликоподшипники №3618 (ГОСТ 5721-75), внутренний диаметр подшипника (диаметр цапфы) $d_u = 18 \cdot 5 = 90 \text{ мм} = 0,09 \text{ м}$, тип рельса Р38, коэффициент трения качения колеса о рельс $\mu = 0,0006$. Допускаемая нагрузка на колесо $[F_R] = 159 \text{ кН}$.

3.4. Общее сопротивление передвижению тележки

Общее сопротивление передвижению тележки F от статических нагрузок, т.е. без учета инерционных нагрузок (вследствие малой скорости передвижения)

$$F = F_{TP} + F_{укл} + F_{\epsilon} + F_n + F_{np},$$

где F_{TP} – сопротивление от сил трения;

$F_{укл}$ – сопротивление от уклона рельсового пути;

F_{ϵ} – сопротивление от ветровой нагрузки;

F_n – сопротивление от разности натяжений ветвей подъемных канатов;

F_{np} – сопротивление от провисания тягового каната.

Сопротивление от сил трения

$$F_{TP} = \kappa_p (m_T + Q) g \frac{fd_{ц} + 2\mu}{D_k},$$

где $\kappa_p = 2,0 \dots 2,5$ – коэффициент, учитывающий сопротивление от трения реборд ходовых колес о рельсы;

$f = 0,015$ – приведенный к внутреннему диаметру коэффициент трения в роликовых и шариковых подшипниках [4].

Сопротивление от уклона рельсового пути

$$F_{укл} = (m_T + Q) g \sin \alpha,$$

где $\sin \alpha$ – уклон рельсового пути, принимаемый $\sin \alpha = 0,002$ – для тележек козловых и башенных кранов [4].

Сопротивление от ветровой нагрузки

$$F_{\text{в}} = F_G + F_T,$$

где F_G , F_T , – соответственно статические составляющие ветровой нагрузки на груз и тележку.

Статическая составляющая ветровой нагрузки на груз

$$F_G = q k c n A_G,$$

где $q = 125 \text{ Па}$ – динамическое давление ветра, принимаемое независимо от района установки крана;

k – коэффициент, учитывающий изменение динамического давления ветра по высоте над поверхностью земли, принимаемый по табл. 2.2;

$c = 1$ – коэффициент аэродинамической силы для груза [4];

$n = 1$ – коэффициент перегрузки для рабочего состояния крана [5];

A_G – расчетная площадь груза, принимаемая в зависимости от его номинальной массы Q по табл. 2.3.

Статическая составляющая ветровой нагрузки на тележку

$$F_T = q k c_1 n A_T,$$

где $c_1 = 1,2$ – коэффициент аэродинамической силы для тележек [7];

A_T – площадь тележки, равная проекции наружного контура на плоскость, перпендикулярную направлению скорости ветра, определяемая

$$A_T = l_{\kappa} l_h,$$

где l_{κ} , – ширина колеи, м, и l_h , – высота тележки, м, могут быть ориентировочно определены по табл. 3.1.

Таблица 3.1

Ориентировочные габаритные размеры тележки в зависимости от грузоподъемности и групп режима работы

Группа режима работы	Расчетная формула при грузоподъемности $Q, т$	
(1М), (2М), (3М)	$l_{\kappa} = 2,44 + 1,5 \cdot 10^{-2} Q;$	$l_h = 0,676 + 10^{-2} Q$
(4М)	$l_{\kappa} = 2,62 + 1,5 \cdot 10^{-2} Q;$	$l_h = 0,835 + 10^{-2} Q$
(5М), (6М)	$l_{\kappa} = 2,8 + 1,5 \cdot 10^{-2} Q;$	$l_h = 1 + 10^{-2} Q$

Сопротивление от разности натяжений ветвей подъемных канатов, перекатывающих по блокам при передвижении тележки:

$$F_H = Qg \frac{(1 - \eta_{\text{бл}})(1 - \eta_{\text{бл}}^{u_n + 1})}{\eta_{\text{бл}}(1 - \eta_{\text{бл}}^{u_n})},$$

где $\eta_{\text{бл}}$ – КПД блоков на подшипниках качения, принимаемый

$$\eta_{\text{бл}} = 0,98;$$

u_n – кратность грузового полиспаста.

Сопротивление от провисания хвостовой ветви тягового каната, имеющего максимальное значение при подходе тележки к крайнему положению у блока 7 (см. рис. 3.1):

$$F_{np} = \frac{q_{\kappa} g l^2}{8h} (1 - \eta_{\text{б}} \eta_{\text{бл}}),$$

где q_{κ} – масса одного погонного метра тягового каната, кг/м;

l – максимальная длина свободно висящего тягового каната, ориентировочно принимается равной величине пролета L крана, м;

h – стрела провисания тягового каната, принимается

$$h = (0,1 \dots 0,15) м [7];$$

$\eta_{\text{б}}$, $\eta_{\text{бл}}$ – соответственно КПД барабана и концевой блока 7 при огибании их тяговым канатом, принимаются $\eta_{\text{б}} = 0,96 \dots 0,98$, $\eta_{\text{бл}} = 0,98$.

Пример

Сопротивление от сил трения

$$F_{TP} = \kappa_p (m_T + Q) g \frac{fd_u + 2\mu}{D_\kappa} =$$
$$= 2,2 \cdot (3,2 + 32) \cdot 9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,09 + 2 \cdot 0,0006}{0,4} = 4,84 \text{ кН}.$$

Сопротивление от уклона рельсового пути

$$F_{укл} = (m_T + Q) g \sin \alpha = (3,2 + 32) \cdot 9,8 \cdot 0,002 = 0,69 \text{ кН}.$$

Статическая составляющая ветровой нагрузки на груз

$$F_\Gamma = q_{кс} n A_\Gamma = 125 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 19,8 = 2475 \text{ Н} = 2,475 \text{ кН},$$

где $A_\Gamma = 19,8 \text{ м}^2$ – расчетная площадь груза, принятая по табл.2.3 методом интерполирования.

Статическая составляющая ветровой нагрузки на тележку

$$F_T = q_{кс} n A_T = 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 3,58 = 537 \text{ Н} = 0,537 \text{ кН},$$

где $A_T = l_\kappa l_h = 3,1 \cdot 1,155 = 3,58 \text{ м}^2$.

Габаритные размеры тележки в зависимости от группы режима работы (4М) определяются:

$$l_\kappa = 2,62 + 1,5 \cdot 10^{-2} Q = 2,62 + 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot 32 = 3,1 \text{ м};$$

$$l_h = 0,835 + 10^{-2} Q = 0,835 + 10^{-2} \cdot 32 = 1,155 \text{ м}.$$

Полное сопротивление от ветровой нагрузки

$$F_\epsilon = F_\Gamma + F_T = 2,475 + 0,537 = 3 \text{ кН}.$$

Сопротивление от разности натяжений ветвей канатов

$$F_H = Q g \frac{(1 - \eta_{\text{бл}})(1 - \eta_{\text{бл}}^{u_n + 1})}{\eta_{\text{бл}}(1 - \eta_{\text{бл}}^{u_n})} = 32 \cdot 9,8 \cdot \frac{(1 - 0,98)(1 - 0,98^{4+1})}{0,98(1 - 0,98^4)} = 7,88 \text{ кН}.$$

Предварительное значение сопротивления от провисания тягового каната

$$F'_{np} = \frac{q_\kappa g l^2}{8h} (1 - \eta_\sigma \eta_{\text{бл}}) = \frac{0,256 \cdot 9,8 \cdot 32^2}{8 \cdot 0,12} \cdot (1 - 0,97 \cdot 0,98) = 132 \text{ Н} = 0,132 \text{ кН},$$

где $q_\kappa = 0,256 \text{ кг/м}$ – масса одного метра каната диаметром $d_\kappa = 8,3 \text{ мм}$, принятым для предварительного расчета по тяговому усилию в канате для грузов от 10 до 32 т по табл. П.1;

$\eta_6=0,97$ – КПД барабана;

$h = 0,12$ м;

l – максимальная длина каната, принимается равной длине пролета $L = 32$ м.

Общее сопротивление передвижению тележки

$$F' = F_{TP} + F_{укл} + F_{\epsilon} + F_n + F'_{np} = 4,84 + 0,69 + 3 + 7,88 + 0,132 = 16,54 \text{ кН.}$$

3.5. Выбор каната

Диаметр каната d_k выбирается по величине минимального разрывного усилия F_o (см. табл. П.1), сравниваемого с величиной производства

$$F_o \geq F z_p ,$$

где z_p – минимальный коэффициент использования каната (минимальный коэффициент запаса прочности каната).

Для тяговых канатов принимается $z_p = 4 [3]$.

Пример

Минимальное разрывное усилие каната

$$F_o = F' z_p = 16,54 \cdot 4 = 66,16 \text{ кН.}$$

По табл. П.1 выбираем канат двойной свивки типа ЛК-Р, 6х19 проволок с одним органическим сердечником ГОСТ 2688-80, для маркировочной группы $\sigma_B = 1568 \text{ МПа}$ диаметром $d_k = 12 \text{ мм}$, имеющий допустимое значение $[F]_o = 71,75 \text{ кН}$; $q_k = 0,527 \text{ кг/м}$.

Так как диаметр и масса 1 м выбранного каната изменились по сравнению с таковыми предварительно принятого каната $d_k = 8,3 \text{ мм}$, то уточняем значение сопротивления от провисания тягового каната.

$$F_{np} = \frac{q_k g l^2}{8h} (1 - \eta_6 \eta_{6л}) = \frac{0,527 \cdot 9,8 \cdot 32^2}{8 \cdot 0,12} \cdot (1 - 0,97 \cdot 0,98) = 272 \text{ Н} = 0,272 \text{ кН.}$$

Уточненное значение сопротивления передвижению тележки

$$F = F_{TP} + F_{укл} + F_{\epsilon} + F_n + F_{np} = 4,84 + 0,69 + 3 + 7,88 + 0,272 = 16,7 \text{ кН}$$

Примечание. Если при выборе каната его диаметр не изменяется (т.е. будет равен предварительно выбранному значению $d_k = 8,3 \text{ мм}$), то расчеты уточненных значений F_{np} и F производить не требуется.

3.6. Основные геометрические размеры канатного барабана

Диаметр барабана по средней линии навитого каната

$$D \geq d_{\kappa} e,$$

где d_{κ} – диаметр каната, мм;

e – коэффициент, учитывающий тип крана и группу режима работы, определяется по табл. 3.2.

Таблица 3.2

Значения коэффициента e

Группа режима работы	Краны бесконсольные, консольно-козловые	Стреловые краны
(1М), (2М), (3М)	20	16
(4М)	25	18
(5М)	30	20
(6М)	35	25

Расчетное значение диаметра D барабана округляется в большую сторону до ближайшего стандартного значения из ряда 260, 300, 335, 400, 500, 510, 600, 630 мм.

Рабочая длина каната, навиваемого на барабан (канатоемкость)

$$L_{\kappa} = L + \pi D z,$$

где z - количество неиспользуемых витков на барабане, принимается $z = 3...4$.

Длина нарезной части барабана

$$L_{\sigma} = \left[\frac{L_{\kappa}}{\pi(D + d_{\kappa})} + 1,5 \right] p_t,$$

где p_t – шаг нарезки барабана, определяется $p_t = d_{\kappa} + (2...3)$ мм [7].

Толщина стенки барабана из условия прочности на сжатие

$$\delta' = \frac{F}{p_t [\sigma]_{сж}},$$

где $[\sigma]_{сж}$ – допускаемое напряжение сжатия для материала барабана, принимается по табл. 1.5.

При изготовлении барабана методом литья по технологическим условиям изготовления толщина стенки приближенно определяется:

для чугунного барабана

$$\delta'' \geq 0,02D + (6...10) \text{ мм},$$

для стального барабана

$$\delta'' \geq 0,01D + 3 \text{ мм}.$$

Из двух полученных значений δ' и δ'' принимается большее с округлением до целого числа.

Пример

Диаметр барабана по средней линии навитого каната

$$D \geq d_k \cdot e \geq 12 \cdot 25 \geq 300 \text{ мм}.$$

Принимаем $D = 300 \text{ мм}$.

Длина каната, навиваемая на барабан,

$$L_k = L + \pi D z = 32000 + 3,14 \cdot 300 \cdot 4 = 35768 \text{ мм},$$

где $z = 4$ – количество неиспользуемых витков.

Длина нарезной части барабана

$$L_\sigma = \left[\frac{L_k}{\pi(D + d_k)} + 1,5 \right] p_t = \left[\frac{35768}{3,14(300 + 12)} + 1,5 \right] 14 = 532 \text{ мм},$$

где $p_t = d_k + 2 = 12 + 2 = 14 \text{ мм}$.

Толщина стенки стального барабана из условия прочности на сжатие

$$\delta' = \frac{F}{p_t [\sigma]_{сж}} = \frac{16,7 \cdot 10^3}{14 \cdot 165} = 7,2 \text{ мм},$$

где $[\sigma]_{сж} = 165 \text{ МПа}$ для материала барабана Сталь 55Л (см. табл. 1.5).

При изготовлении стального барабана методом литья толщина стенки

$$\delta'' \geq 0,01D + 3 \text{ мм} \geq 0,01 \cdot 300 + 3 \geq 6 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину стенки $\delta = 8 \text{ мм}$.

3.7. Расчет тяговой лебедки

Кинематическая схема тяговой лебедки аналогична кинематической схеме грузовой лебедки и приведена на рис. 3.3.

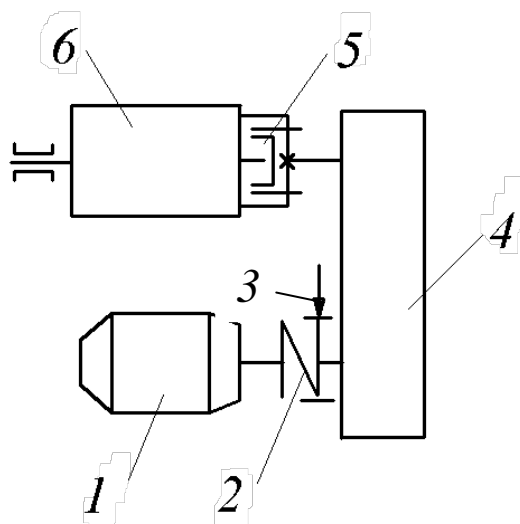


Рис. 3.3. Кинематическая схема тяговой лебедки:
1 - электродвигатель; 2 - муфта с тормозным шкивом; 3 - тормоз;
4 - редуктор; 5 - зубчатая муфта; 6 - барабан

При расчете тяговой лебедки определяют параметры и производят выбор стандартных узлов: электродвигателя, редуктора, соединительных муфт и тормоза, делают проверку работоспособности выбранных узлов.

3.7.1. Выбор электродвигателя

Выбор электродвигателя производится по статической мощности P_c , требуемой на преодоление статического сопротивления:

$$P_c = \frac{F V_T}{\eta_m}, \text{ кВт},$$

где F – значение сопротивления передвижению тележки, кН;

η_m – КПД механизма передвижения грузовой тележки, ориентировочно принимается $\eta_m = 0,8 \dots 0,85$.

Наиболее распространенными для механизмов тяговых лебедок являются крановые электродвигатели с фазным ротором серии МТФ, основные характеристики и размеры которых приведены на рис. П.1 и в табл. П.3 и П.4.

Пример

Статическая мощность электродвигателя

$$P_c = \frac{F V_T}{\eta_m} = \frac{16,7 \cdot 0,54}{0,85} = 10,6 \text{ кВт}.$$

По значению $P_c = 10,6 \text{ кВт}$ в зависимости от группы режима (4М) выбираем электродвигатель типа МТФ 311-8 исполнения 1М1001 на лапах, ГОСТ 185-70.

Основные параметры электродвигателя

Тип электродвигателя	МТФ 311-8
Мощность на валу при ПВ=25% (4М) $P_{\text{дв}}, \text{кВт}$	9
Частота вращения вала двигателя $n_{\text{дв}}, \text{мин}^{-1}$	680
Максимальный момент $T_{\text{max}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	265
Момент инерции ротора $I_p, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,275
Масса $m, \text{кг}$	170
Диаметр вала $d_1, \text{мм}$	50
Длина вала $l_1, \text{мм}$	110

3.7.2. Выбор редуктора

В механизмах тяговых лебедок в основном используются двухступенчатые цилиндрические горизонтальные редукторы типа Ц2, Ц2У, Ц2Н и реже трехступенчатые редукторы типа Ц3.

Для выбора редуктора необходимо иметь требуемое передаточное число, величину вращающего момента или мощность на тихоходном валу и частоту вращения быстроходного вала.

Технические характеристики редукторов приведены в табл. П.5...П.10 и на рис. П.2...П.5.

Частота вращения барабана

$$n_{\text{б}} = \frac{60V_{\text{T}}1000}{\pi D}.$$

Требуемое передаточное число редуктора

$$u'_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}},$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала электродвигателя.

Ориентировочная величина требуемого вращающего момента на тихоходном валу редуктора (без учета потерь на трение в редукторе) определяется

$$T_T = 9550 \frac{P_c}{n_{\text{б}}}.$$

Пример

Частота вращения барабана

$$n_{\phi} = \frac{60V_T 1000}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,54 \cdot 1000}{3,14 \cdot 300} = 34,4 \text{ мин}^{-1}.$$

Требуемое передаточное число редуктора

$$u'_p = \frac{n_{\partial \phi}}{n_{\phi}} = \frac{680}{34,4} = 19,77.$$

Требуемая величина вращающего момента на тихоходном валу редуктора

$$T'_T = 9550 \frac{P_c}{n_{\phi}} = 9550 \frac{10,6}{34,4} = 2943 \text{ Н} \cdot \text{м} = 2,94 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

По требуемой величине вращающего момента с учетом требуемого передаточного числа для группы режима работы (4М) и частоты вращения быстроходного вала, равной частоте вращения электродвигателя $n_{\partial \phi} = 680 \text{ мин}^{-1} = 11,33 \text{ с}^{-1}$, выбираем редуктор типа Ц2-300.

Основные характеристики редуктора

Тип редуктора	Ц2–300
Передаточное число u_p	20
Вращающий момент на тихоходном валу T_T , кН·м	4,6
Диаметр быстроходного вала d , мм	35
Длина быстроходного вала $(l+l_1)$, мм	80

Фактическая частота вращения барабана

$$n_{\phi}^{\phi} = \frac{n_{\partial \phi}}{u_p} = \frac{680}{20} = 34 \text{ мин}^{-1}.$$

Фактическая скорость передвижения тележки

$$V_T^{\phi} = \frac{\pi D n_{\phi}^{\phi}}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 300 \cdot 34}{60 \cdot 1000} = 0,534 \text{ м/с}.$$

Фактическая скорость передвижения тележки отличается от заданной на 1,1%, т.е. меньше чем на 10%, что допустимо.

3.7.3. Выбор соединительных муфт

Для соединения вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора применяют упругую втулочно-пальцевую муфту, одну из

полумуфт которой выполняют в виде тормозного шкива и устанавливают на быстроходный вал редуктора, обеспечивая жесткую связь тормоза с барабаном через редуктор.

Выбор размера муфты производится по величине расчетного вращающего момента T_m^p , передаваемого муфтой:

$$T_m^p = T_c \kappa_1 \kappa_2,$$

где T_c – момент статического сопротивления вращению в период пуска:

$$T_c = \frac{F D}{2 u_p \eta_o \eta_p},$$

где η_o – КПД барабана, принимается $\eta_o = 0,96 \dots 0,98$;

η_p – КПД редуктора:

двухступенчатого $\eta_p = 0,96$,

трехступенчатого $\eta_p = 0,94$;

κ_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма передвижения, принимается $\kappa_1 = 1,2$;

κ_2 – коэффициент, учитывающий группу режима работы механизма (см. табл. 1.6).

Значение номинального вращательного момента T выбранной муфты должно быть больше или равно расчетному T_m^p ($T \geq T_m^p$), а значения диаметров посадочных отверстий в полумуфтах должны быть равны значениям диаметров соединяемых концов валов. Основные параметры и размеры муфт приведены в табл. П.11 и на рис. П.6.

Пример

Момент статического сопротивления вращению в период пуска

$$T_c = \frac{F D}{2 u_p \eta_o \eta_p} = \frac{16,7 \cdot 10^3 \cdot 0,3}{2 \cdot 20 \cdot 0,97 \cdot 0,96} = 134,5 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\eta_o = 0,97$ – КПД барабана.

Величина расчетного вращающего момента

$$T_m^p = T_c \kappa_1 \kappa_2 = 134,5 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 193,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Основные параметры упругой втулочно-пальцевой муфты с тормозным шкивом

Номинальный вращающий момент T , $H \cdot m$	500
Диаметры посадочных отверстий в полумуфтах, mm :	
d	40...45
d_1	40...45
Диаметр тормозного шкива D_T , mm	200
Момент инерции I_M , $kg \cdot m^2$	0,32

Тихоходный вал редуктора соединяется с барабаном зубчатой муфтой, причем выходной конец вала редуктора обычно выполняется в виде зубчатой полумуфты (см. рис. П.4, П.5).

3.7.4. Выбор тормоза

Для остановки тележки применяют нормально замкнутые тормоза, автоматически размыкающиеся при включении электродвигателя. Тормоза обычно устанавливаются на быстроходный вал механизма, где действует наименьший вращающий момент.

Выбор тормоза производится по величине расчетного тормозного момента T_T^P :

$$T_T^P = T_c^T \kappa_T,$$

где T_c^T – момент статического сопротивления на валу электродвигателя при торможении;

$$T_c^T = \frac{F D \eta_\delta \eta_p}{2u_p},$$

κ_T – коэффициент запаса торможения, определяемый в зависимости от группы режима работы по табл. 1.7.

Основные параметры и размеры колодочных тормозов типа ТКГ приведены в табл. П.12 и на рис.П.7.

Пример

Момент статического сопротивления на валу электродвигателя при торможении

$$T_c^T = \frac{F D \eta_\delta \eta_p}{2u_p} = \frac{16,7 \cdot 10^3 \cdot 0,3 \cdot 0,97 \cdot 0,96}{2 \cdot 20} = 116,6 \text{ } H \cdot m.$$

Величина расчетного тормозного момента

$$T_T^p = T_c^T \kappa_T = 116,6 \cdot 1,75 = 204 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По величине расчетного тормозного момента выбираем тормоз типа ТКГ-200 с приводом от электрогидравлического толкателя (см. табл. П.12).

Основные параметры тормоза

Тормозной момент T^T , Н·м	300
Тип толкателя	ТГМ-25
Диаметр D под тормозной шкив муфты, мм....	200

3.8. Проверочные расчеты работоспособности электродвигателя и тормоза тяговой лебедки

3.8.1. Проверка электродвигателя по времени пуска

Время пуска (разгона) электродвигателя должно быть в пределах 1...5 с и определяется по формуле

$$t_n = \frac{\delta I n_{\partial\phi}}{9,55(T_{cpr} - T_c)} + \frac{9,55(Q + m_T)10^3 (V_T^\phi)^2}{n_{\partial\phi} (T_{cpr} - T_c) \eta_m},$$

где $\delta = 1,1...1,2$ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода, кроме муфты с тормозным шкивом и ротора электродвигателя;

I – суммарный момент инерции ротора (I_P) и муфты (I_M) с тормозным шкивом, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

T_{cpr} – среднепусковой момент электродвигателя;

$$T_{cpr} = \frac{\psi_{max} + \psi_{min}}{2} T_{ном},$$

где $T_{ном}$ – номинальный момент на валу электродвигателя, Н·м;

$$T_{ном} = 9550 \frac{P_{\partial\phi}}{n_{\partial\phi}},$$

$\psi_{max} = \frac{T_{max}}{T_{ном}}$ – максимальная кратность пускового момента электродвигателя;

$\psi_{min} = 1,1-1,4$ – минимальная кратность пускового момента электродвигателя.

Ускорение при пуске электродвигателя

$$a = \frac{V_T^\phi}{t_n} \leq [a].$$

Полученные значения t_n и a необходимо сравнить с максимально допускаемыми значениями.

Допускаемое время пуска электродвигателя $[t_n] = 1...5$ с. Максимально допускаемое ускорение тележки при разгоне электродвигателя $[a] = 0,8 \text{ м/с}^2$.

Пример

Номинальный момент на валу электродвигателя

$$T_{ном} = 9550 \frac{P_{\partial в}}{n_{\partial в}} = 9550 \cdot \frac{9}{680} = 126,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальная кратность пускового момента

$$\psi_{max} = \frac{T_{max}}{T_{ном}} = \frac{265}{126,4} = 2,1.$$

Среднепусковой момент электродвигателя

$$T_{cpp} = \frac{\psi_{max} + \psi_{min}}{2} T_{ном} = \frac{2,1 + 1,1}{2} \cdot 126,4 = 202,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный момент инерции ротора и муфты с тормозным шкивом

$$I = I_p + I_m = 0,275 + 0,32 = 0,595 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Время пуска электродвигателя

$$\begin{aligned} t_n &= \frac{\delta I n_{\partial в}}{9,55(T_{cpp} - T_c)} + \frac{9,55(Q + m_T) 10^3 (V_T^\phi)^2}{n_{\partial в}(T_{cpp} - T_c)} = \\ &= \frac{1,2 \cdot 0,595 \cdot 680}{9,55 \cdot (202,2 - 134,5)} + \frac{9,55 \cdot (32 + 3,2) \cdot 10^3 \cdot 0,534^2}{680 \cdot (202,2 - 134,5) \cdot 0,85} = 3,2 \text{ с}. \end{aligned}$$

Полученное время пуска электродвигателя находится в пределах допускаемых значений $1 \text{ с} < 3,2 < 5 \text{ с}$.

Ускорение при пуске электродвигателя

$$a = \frac{V_T^\phi}{t_n} = \frac{0,534}{3,2} = 0,16 \text{ м/с}^2,$$

что меньше допускаемого значения ускорения $[a] = 0,8 \text{ м/с}^2$.

3.8.2. Проверка тормоза по времени торможения

Время торможения тележки определяется

$$t_T = \frac{\delta I n_{\partial\phi}}{9,55(T_T^P - T_c^T)} + \frac{9,55(Q + m_T)10^3 (V_T^\phi)^2 \eta_m}{n_{\partial\phi}(T_T^P - T_c^T)}.$$

Замедление тележки при торможении

$$a_T = \frac{V_T^\phi}{t_T}.$$

Замедление при торможении должно быть меньше или равно допускаемой величине, т.е. $a_T \leq [a] = 0,8 \text{ м/с}^2$.

Пример

Время торможения тележки

$$\begin{aligned} t_T &= \frac{\delta I n_{\partial\phi}}{9,55(T_T^P - T_c^T)} + \frac{9,55(Q + m_T)10^3 (V_T^\phi)^2 \eta_m}{n_{\partial\phi}(T_T^P - T_c^T)} = \\ &= \frac{1,2 \cdot 0,595 \cdot 680}{9,55 \cdot (204 - 116,6)} + \frac{9,55 \cdot (32 + 3,2) \cdot 10^3 \cdot 0,534^2 \cdot 0,85}{680 \cdot (204 - 116,6)} = 1,95 \text{ с.} \end{aligned}$$

Замедление тележки при торможении

$$a_T = \frac{V_T^\phi}{t_T} = \frac{0,534}{1,95} = 0,27 \text{ м/с}^2.$$

$$a_T < [a] = 0,8 \text{ м/с}^2.$$

3.9. Особенности расчета механизма передвижения подвесной грузовой тележки

Расчет механизма передвижения подвесной грузовой тележки по схеме, представленной на рис. 3.2, производится так же, как механиз-

ма передвижения опорной грузовой тележки, с внесением следующих изменений в п.3.4:

для козловых кранов $F = F_{TP} + F_{укл} + F_{\sigma} + F_{np}$,

для башенных кранов $F = F_{TP} + F_{укл} + F_{\sigma} + F_{np} + F_{ц}$,

где F_{np} – сопротивление от провисания хвостовой ветви тягового каната, H .

$$F_{np} = \frac{q_k g l^2}{8h} (1 - \eta_{\text{бл}} \eta_{\text{о.бл}}^4 \eta_{\text{б}}),$$

$q_k, h, \eta_{\text{бл}}, \eta_{\text{б}}$ – то же, что в п.3.4;

l – максимальная длина хвостовой ветви каната, ориентировочно равная:

величине длины пролета L , m – для козловых кранов;

величине вылета стрелы L_c , m – для башенных кранов.

$\eta_{\text{о.бл}}$ – КПД обводного блока, принимается $\eta_{\text{о.бл}} = 0,97 \dots 0,98$.
Значения КПД блоков приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Коэффициенты полезного действия блоков

Тип подшипника	Условия работы	$\eta_{\text{бл}}$	$\eta_{\text{бл}}^2$	$\eta_{\text{бл}}^3$	$\eta_{\text{бл}}^4$	$\eta_{\text{бл}}^5$	$\eta_{\text{бл}}^6$
Качения	Плохая смазка	0,97	0,941	0,913	0,886	0,86	0,834
	Нормальная смазка	0,98	0,96	0,941	0,922	0,904	0,885

$F_{ц}$ – центробежная сила инерции, создаваемая массой груза и тележки при повороте крана, H :

$$F_{ц} = \frac{(Q + m_T) \pi^2 n^2 L_c}{900},$$

где Q – номинальная грузоподъемность, $кг$;

m_T – масса тележки, $кг$;

n – частота вращения крана, $мин^{-1}$.

Глава 4

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ С ПРИВОДНЫМИ КОЛЕСАМИ

В механизмах передвижения грузовых тележек с приводными колесами наибольшее распространение получили механизмы с центральным приводом, в которых вертикальный редуктор располагают в середине колеи или сбоку тележки.

Кинематическая схема механизма передвижения с центральным относительно колеи тележки расположением редуктора приведена на рис. 4.1.

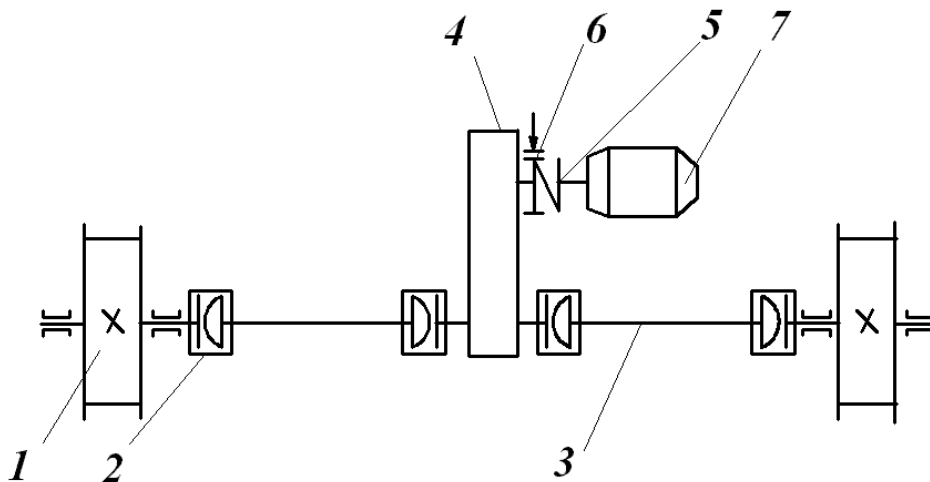


Рис.4.1. Кинематическая схема привода механизма передвижения:
1 – ходовое колесо; 2 – муфта зубчатая; 3 – вал промежуточный;
4 – редуктор; 5 – муфта с тормозным шкивом; 6 – тормоз;
7 – электродвигатель

4.1. Кинематическая схема и данные для расчета

Исходными данными для расчета механизма передвижения являются:

- тип крана;
- номинальная грузоподъемность (масса груза вместе с грузозахватным устройством) (Q);

- номинальная скорость передвижения тележки (V_T);
- высота подъема груза (H);
- группа режима работы механизма;
- допускаемый уклон рельсового пути $[\alpha]$;
- место установки крана и тележки.

Пример расчета механизма передвижения приведен с использованием следующих исходных данных:

тип крана - мостовой;

$Q = 5t = 5000 \text{ кг}$;

$V_T = 0,63 \text{ м/с}$;

$H = 16 \text{ м}$;

группа режима работы – (4 М) ;

$[\alpha] = 0,002 \text{ рад}$;

место установки крана и тележки – на открытом воздухе.

4.2. Сопротивление передвижению тележки

В проектировочном расчете массу тележки принимают ориентировочно по формуле [4]

$$m_T = 0,4Q = 0,4 \cdot 5000 = 2000 \text{ кг}.$$

При проектировании тележки нагрузку на ходовые колеса от веса груза и тележки нужно стремиться распределить равномерно. В этом случае нагрузка на одно ходовое колесо будет равна

$$F_R = \frac{(m_T + Q)g}{z} = \frac{(2000 + 5000) \cdot 9,8}{4} = 17150 \text{ Н},$$

где $z = 4$ – общее число ходовых колес тележки;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения.

В зависимости от нагрузки F_R , группы режима работы и скорости передвижения выбираем приводные и не приводные ходовые цилиндрические колеса с двумя ребордами и рельс с полукруглой головкой (см. табл. П.13). Основные размеры колес (табл. 4.1): диаметр колес $D_k = 200 \text{ мм} = 0,2 \text{ м}$; расстояние между ребордами $B = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$; в буксах установлены двухрядные сферические роликоподшипники № 3609, внутренний диаметр которых $d = 0,95 \cdot 45 \text{ мм} = 0,045 \text{ м}$.

Условное обозначение колес двухребордных:

а) колесо приводное К2РП-200-1 ОСТ 24.090.09-75;

б) колесо неприводное К2РН-200-1 ОСТ 24.090.09-75.

Внешний вид приводного и неприводного колес приведен на рис. П.8, а их параметры – в табл. П.14.

Таблица 4.1

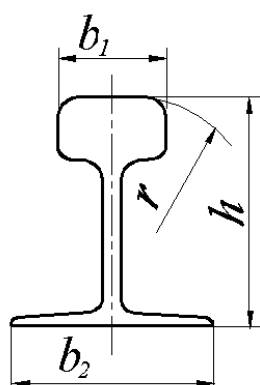
Размеры ходовых колес, мм

Параметр	D_k	D_l	B	B_l	A	A_l	L	d_g	b	t
Размер	200	230	50	80	353	226	150	40u8	12	43
Параметр	d_l	l	l_l	a	a_l	m	e	S	Подшипник ГОСТ5721-75 №309	
Размер	13	82	167	150	68	20	4	30		

Тип рельса Р11, его поперечное сечение изображено на рис. 4.2. Основные размеры рельса приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Основные размеры профиля Р11, мм



b_1	r	h	b_2
32	95	80,5	66

Рис. 4.2. Профиль рельса Р11

Соппротивление передвижению тележки от трения в подшипниках, трения качения ходовых колес по рельсу и трение реборд о рельс:

$$F_{TP} = (m_T + Q)g \frac{fd + 2\mu}{D_k} \kappa_p =$$

$$= (2000 + 5000)9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,045 + 2 \cdot 0,0004}{0,2} \cdot 2 = 1010 \text{ Н},$$

где $f = 0,015$ – приведенный к внутреннему диаметру коэффициент трения в роликоподшипниках [4];

$\mu = 0,0004$ м – коэффициент трения качения ходового колеса по рельсу (см. табл. П.13);

κ_p – коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление от трения реборд о рельс. Для тележек мостовых кранов с цилиндри-

ческими колесами коэффициент рекомендуется принимать в пределах 2...2,5 [6]. Принимаем $k_p = 2$.

Сопротивление от максимально допустимого уклона пути

$$F_{укл} = (m_T + Q)g \sin \alpha = (2000 + 5000) \cdot 9,8 \cdot \sin 0,002 = 137 \text{ Н},$$

Сопротивление от ветровой нагрузки

Статическая составляющая ветровой нагрузки на груз

$$F_{\Gamma} = q k c n_{\Gamma} = 125 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 7,1 = 1021 \text{ Н},$$

где $q=125 \text{ Па}$ – динамическое давление ветра, принимается независимо от района установки крана [6];

k – коэффициент, учитывающий изменение динамического давления по высоте над поверхностью земли. Для высоты $H=16 \text{ м}$ (интерполируя) $k = 1,15$ (см. табл. 2.2);

$c = 1$ – коэффициент аэродинамической силы для груза [6];

$n = 1$ – коэффициент перегрузки для рабочего крана [6];

$A_{\Gamma} = 7,1 \text{ м}^2$ – расчетная площадь груза в зависимости от его номинальной массы (см. табл. 2.3).

Статическая составляющая ветровой нагрузки на тележку

$$F_T = q k c_1 n A_T = 125 \cdot 1,15 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 2,4 = 414 \text{ Н},$$

где $c_1=1,2$ – коэффициент аэродинамической силы [6];

A_T – площадь тележки, равная проекции наружного контура на плоскость, перпендикулярную скорости ветра. Определяется по формуле $A_T = l_k l_h$. При проектировочном расчете габаритные размеры тележки l_k (ширина колеи) и l_h (высота) могут быть определены ориентировочно (см. табл. 3.1). Для группы режима работы (4М):

$$l_k = 2,62 + 1,5 \cdot 10^{-5} Q = 2,62 + 1,5 \cdot 10^{-5} \cdot 5000 = 2,7 \text{ м};$$

$$l_h = 0,835 + 10^{-5} Q = 0,835 + 10^{-5} \cdot 5000 = 0,9 \text{ м}.$$

Тогда $A_T = 2,7 \cdot 0,9 = 2,4 \text{ м}^2$.

Полное сопротивление от ветровой нагрузки

$$F_{\text{в}} = F_{\Gamma} + F_T = 1021 + 414 = 1435 \text{ Н}.$$

Полное сопротивление передвижению тележки

$$F = F_{TP} + F_{укл} + F_{\text{в}} = 1010 + 137 + 1435 = 2582 \text{ Н}.$$

4.3. Выбор электродвигателя, редуктора и соединительных муфт

4.3.1. Выбор электродвигателя

Требуемая максимальная статическая мощность электродвигателя механизма передвижения

$$P_c = \frac{FV_T}{1000\eta} = \frac{2582 \cdot 0,63}{1000 \cdot 0,9} = 1,8 \text{ кВт}.$$

где $\eta = 0,9$ – коэффициент полезного действия редуктора, имеющего подшипники качения [6].

Однако с учетом того, что тележка работает при грузах меньше заданных ($Q = 5 \text{ т}$), а давление ветра может быть меньше расчетного значения ($q = 125 \text{ Па}$), принимаем электродвигатель мощностью равной или несколько меньше статической. Продолжительность включения электродвигателя для группы режима работы механизма 4М соответствует ПВ=25%.

Выбираем двигатель серии МТФ с одним рабочим концом вала исполнения ИМ 1001 на лапах (см. табл. П3).

Условное обозначение: двигатель МТФ 011-6, исполнение ИМ 1001 ГОСТ 185-70.

Основные параметры электродвигателя

Тип электродвигателя.....	МТФ 011-6
Мощность на валу при ПВ=25%, $P_{\text{дв}}$, кВт.....	1,7
Частота вращения $n_{\text{дв}}$, мин ⁻¹	850
Максимальный момент T_{max} , Н·м.....	40
Момент инерции ротора I_p , кг·м ²	0,021
Масса m , кг.....	51

Внешний вид электродвигателя приведен на рис. П.1, а его основные размеры даны в табл. 4.3 (см. табл. П.4).

Таблица 4.3

Основные размеры электродвигателя МТФ 011-6, мм

L	l_1	l_{10}	l_{11}	l_{12}	l_{31}	l_{37}	b_1	b_{10}
515,5	60	150	200	60	132	64,5	8	180
b_{11}	b_{12}	b_{31}	h	h_5	h_{10}	h_{31}	d_1	d_{10}
230	50	133	112	31	20	302	28к6	19

Номинальный момент электродвигателя

$$T_H = 9550 \frac{P_{\partial в}}{n_{\partial в}} = 9550 \frac{1,7}{850} = 19,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Частота вращения ходовых колес

$$n_K = \frac{60V_T}{\pi D_K} = \frac{60 \cdot 0,63}{3,14 \cdot 0,2} = 60,2 \text{ мин}^{-1}.$$

Требуемое передаточное число редуктора

$$u'_p = \frac{n_{\partial в}}{n_K} = \frac{850}{60,2} = 14,1.$$

Расчетная мощность редуктора

$$P'_p = P_c \kappa_y = 1,8 \cdot 2,2 = 3,96 \text{ кВт},$$

где $\kappa_y = 2,2$ – коэффициент, учитывающий условия работы (перегрузки) редуктора (см. п.2.7).

4.3.2. Выбор редуктора

По требуемой расчетной мощности и с учетом требуемого передаточного числа выбираем для группы режима работы (4М) и частоты вращения быстроходного вала $n_6 = 1000 \text{ мин}^{-1}$ редуктор типа ВК-400, имеющий передаточное число $u_p = 15,95$ и расчетный КПД $\eta_p = 0,91$ (см. табл. П.16). Редуктор может передавать мощность $P_p = 7,3 \text{ кВт}$.

Внешний вид редуктора приведен на рис. П.10, а его габаритные, присоединительные и установочные размеры даны в табл. 4.4 (см. табл. П.17).

Таблица 4.4

Основные параметры редуктора ВК- 400

a_{WT}	$a_{W\Pi}$	a_{WB}	B	H	L	B_2	B_3	C	L_1		
165	130	105	245	395	665	230	207,5	150	407		
B_1	C_1	B_4	H_0	M	Отверстия под фундаментные болты						
					Число	C_2	C_3	C_4	d		
240	50	151	190	245	6	155	-	205	17		
Конец быстроходного вала						Конец тихоходного вала					
l_1	l_2	l_3	d_1	t_1	b_1	d_2	l_4	l_5	d_3	t_2	b_2
127,5	60	20	30	16,5	8	55	145	85	55u8	59	16

Действительные частоты вращения колес и скорость передвижения тележки

$$n'_k = \frac{n_{\partial\phi}}{u_p} = \frac{850}{15,95} = 53,3 \text{ мин}^{-1};$$
$$V'_T = \frac{\pi D_k n'_k}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 53,3}{60} = 0,56 \text{ м/с}.$$

Так как действительная скорость движения тележки (V'_T) получилась меньше расчетной (V_T), то перерасчета мощности электродвигателя не делаем.

4.3.3. Выбор муфт

Вращающий момент, передаваемый от редуктора до ходового приводного колеса

$$T_k = 0,25 F D_k = 0,25 \cdot 2582 \cdot 0,2 = 129,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вращающий момент на быстроходном валу редуктора и валу электродвигателя

$$T = \frac{2T_k}{u_p \eta} = \frac{2 \cdot 129,1}{15,95 \cdot 0,9} = 18 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Выбор муфты, соединяющей вал двигателя с быстроходным валом редуктора

Расчетный момент, передаваемый муфтой:

$$T_M = T k_1 k_2 = 18 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 25,9 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $k_1 = 1,2$ – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма [4];

$k_2 = 1,2$ – коэффициент, учитывающий группу режима работы механизма (см. п.2.10).

По требуемому расчетному вращающему моменту и диаметрам соединяемых валов выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом (см. рис. П.6, табл. П.11). Тормозной шкив устанавливаем на быстроходный вал редуктора. Основные параметры муфты приведены в табл. 4.5.

Выбор муфт, соединяющих тихоходный вал редуктора с приводными ходовыми колесами

Таблица 4.5

Основные параметры муфты

Номин. момент $T, Н·м$	d (H7)	d_1 (H9)	D	D_T	D_1	D_2	d_2	d_3	d_4	d_5	Число пальцев n
	мм										
130	28-30	28-30	125	160	90	140	50	14	28	M8	4
Номин. момент $T, Н·м$	l	l_1	l_2	S	B_T	b	Допустимое смещение валов		Момент инерции $I_M, кг·м^2$		Масса кг, не более
	мм						рад.	угл.			
130	60	70	60	12	75	1-5	0,3	1°30'	0,057		10,5

Расчетный момент, передаваемый муфтами:

$$T'_M = T_K \kappa_1 \kappa_2 = 129,1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 185,9 \text{ Н·м.}$$

По расчетному вращающему моменту T'_M и диаметрам соединяемых валов выбираем зубчатые муфты 2-го типа. Муфты устанавливаем зубчатыми втулками на промежуточный вал. Конструкции муфт приведены на рис. П.15, вариант сборки – на рис. П.16, а основные параметры – в табл. П.24.

Параметры выбранных муфт приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

Основные параметры зубчатых муфт

$T_{кр},$ $Н·м$	Размеры, мм										
	d_u	d_n	l_ϕ	D	D_1	D_2	D_3	B	L	l_u	e
1600	55	40	110	170	125	80	90	34	174	82	12

Пример условного обозначения муфты типа 2 с номинальным вращающим моментом 1600 Н·м, диаметрами посадочных отверстий во втулках 55 и 40 мм, со втулками исполнения 1, климатического исполнения У, категории размещения 2:

Муфта 2-1600-55-40-1У2 ГОСТ 50895-96.

4.3.4. Оценка работоспособности механизма передвижения тележки

Максимально допустимое ускорение порожней тележки в период разгона из условия достаточности сцепления приводных ходовых колес с рельсами

$$\begin{aligned} [a^{\uparrow}]_{\max} &= \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\varphi}{\kappa_{\varphi}} + \frac{fd}{D_k} \right) - (2\mu + fd) \frac{\kappa_p}{D_k} - \frac{F_T}{m_T g} \right] g = \\ &= \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,12}{1,1} + \frac{0,015 \cdot 0,045}{0,2} \right) - (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,045) \cdot \frac{2}{0,2} - \frac{414}{2000 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8 = 0,2 \text{ м/с}^2, \end{aligned}$$

где $z_{np} = 2$ – количество приводных колес тележки;

$z = 4$ – общее количество колес тележки;

$\varphi = 0,12$ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами при работе на открытом воздухе [6], при работе в помещении $\varphi = 0,15$.

$\kappa_{\varphi} = 1,1$ – коэффициент запаса сцепления приводных ходовых колес с рельсом при ветровой нагрузке [6], при отсутствии ветровой нагрузки $\kappa_{\varphi} = 1,2$.

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

По нормам для крана с ручной стопоровкой при грузоподъемности $Q = 5 \text{ т}$ допускаемое ускорение $[a] = 0,15 \text{ м/с}^2$ (см. табл. 2.4). Поэтому примем указанное ускорение пуска.

Минимально допустимое время пуска должно быть не менее

$$[t^{\uparrow}]_{\min} = \frac{V_T'}{[a]} = \frac{0,56}{0,15} = 3,73 \text{ с.}$$

Время пуска рекомендуется применять в пределах 1,5-6 с [6]. Примем время пуска электродвигателя $t_n = 4 \text{ с}$.

Указанное время обеспечивается реле времени путем постоянного вывода сопротивлений из цепи управления электродвигателем только для электродвигателей с фазовым ротором.

4.3.5. Проверка электродвигателя на пусковой режим при максимальной грузоподъемности

В период пуска электродвигателю приходится преодолевать статическое и динамическое сопротивления.

Статический момент от сил трения, уклона и ветра (сочетание неблагоприятных условий) на валу электродвигателя определен ранее и составляет $T = 18 \text{ Н·м}$.

Момент на валу электродвигателя от сил инерции груза и тележки

$$T_{ин}^{\uparrow} = \frac{0,955(m_T + Q)g(V_T')^2 \eta}{n_{\partial\phi} t_n} =$$

$$= \frac{0,955(2000 + 5000)9,8 \cdot 0,56^2 \cdot 0,9}{850 \cdot 4} = 5,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент на валу электродвигателя от сил инерции вращающихся масс привода

$$T_{ин1}^{\uparrow} = \frac{\delta(I_p + I_m)n_{\partial\phi}}{9,55t_n} = \frac{1,25(0,021 + 0,057)850}{9,55 \cdot 4} = 2,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\delta = 1,25$ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс, кроме муфты с тормозным шкивом и ротора электродвигателя [6].

Суммарный пусковой момент на валу электродвигателя

$$T_{II} = T + T_{ин}^{\uparrow} + T_{ин1}^{\uparrow} = 18 + 5,4 + 2,2 = 25,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коэффициент перегрузки электродвигателя

$$\lambda = \frac{T_{II}}{T_H} = \frac{25,6}{19,1} = 1,34.$$

Допускаемый коэффициент перегрузки электродвигателя

$$[\lambda] = \frac{T_{\max}}{T_H} = \frac{40}{19,1} = 2,1,$$

где T_{\max} – максимальный крутящий момент, развиваемый электродвигателем.

Как видно, электродвигатель МТФ 011-6 при принятом времени пуска обеспечивает устойчивую и надежную работу привода механизма передвижения тележки, исключает пробуксовку колес в период пуска.

4.4. Выбор тормоза

Максимально допустимое ускорение тележки с максимальным грузом в период торможения из условия достаточности сцепления приводных ходовых колес с рельсами

$$\begin{aligned} \left[a^{\downarrow} \right]_{\max} &= \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\varphi}{\kappa_{\varphi}} - \frac{fd}{D_{\kappa}} \right) + (2\mu + fd) \frac{1}{D_{\kappa}} - \frac{F_{\delta}}{(m_T + Q)g} \right] g = \\ &= \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,12}{1,1} - \frac{0,015 \cdot 0,045}{0,2} \right) + (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,045) \cdot \frac{1}{0,2} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1435}{(2000 + 5000) \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8 = 0,39 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

По нормам с учетом технологического процесса (перегрузка штучных грузов с ручной строповкой) и грузоподъемности $Q = 5 \text{ т}$ наибольшее допускаемое ускорение при торможении не должно превышать $[a] = 0,15 \text{ м/с}^2$ (см. табл. 2.4).

Поэтому принимаем указанное ускорение при торможении.

Минимально допустимое время торможения тележки должно быть не менее

$$\left[t^{\downarrow} \right]_{\min} = \frac{V'_T}{[a]} = \frac{0,56}{0,15} = 3,73 \text{ с}.$$

Время торможения тележек рекомендуется принимать в пределах 3...6 с. Принимаем время торможения $t_T = 6 \text{ с}$.

Путь торможения тележки при максимальном грузе

$$S = \frac{V'_T t_T}{2} = \frac{0,56 \cdot 6}{2} = 1,68 \text{ м}.$$

В период торможения тормозу необходимо «погасить» силы инерции от поступательно движущейся тележки с максимальным грузом, силы инерции вращающихся масс привода, а также силы, воздействующие на тележку от уклона и ветра. При этом силы трения ходовых колес с рельсами и силы трения в приводе «помогают» торможению тележки.

Момент от сил трения, приведенный к тормозному шкиву (без учета трения реборд о рельс):

при максимальном грузе

$$\begin{aligned} T_{TP} &= (m_T + Q)g(2\mu + fd) \frac{\eta}{2u_p} = \\ &= (2000 + 5000) \cdot 9,8 \cdot (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,045) \cdot \frac{0,9}{2 \cdot 15,95} = 2,9 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

порожней тележке

$$T_{TP}^{\Pi} = (2\mu + fd) \frac{m_T g \eta}{2u_p} = (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,045) \cdot \frac{2000 \cdot 9,8 \cdot 0,9}{2 \cdot 15,95} = 0,83 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент, необходимый на тормозном шкиве для «гашения» сил от уклона пути:

при максимальном грузе

$$T_{укл.} = (m_T + Q) g \sin \alpha \frac{D_k \eta}{2u_p} = (2000 + 5000) 9,8 \cdot \sin 0,002 \cdot \frac{0,2 \cdot 0,9}{2 \cdot 15,95} = 0,77 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

порожней тележке

$$T_{укл}^{\Pi} = m_T g \sin \alpha \frac{D_k \eta}{2u_p} = 2000 \cdot 9,8 \cdot \sin 0,002 \cdot \frac{0,2 \cdot 0,9}{2 \cdot 15,95} = 0,22 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент, необходимый на тормозном шкиве для «гашения» сил от действия ветровой нагрузки:

при максимальном грузе

$$T_{\epsilon} = \frac{F_{\epsilon} D_k \eta}{2u_p} = \frac{1435 \cdot 0,2 \cdot 0,9}{2 \cdot 15,95} = 8,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

порожней тележке

$$T_{\epsilon}^{\Pi} = \frac{F_T D_k \eta}{2u_p} = \frac{414 \cdot 0,2 \cdot 0,9}{2 \cdot 15,95} = 2,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Составляющие моментов, необходимых на тормозном шкиве для «гашения» сил:

инерции поступательно движущейся тележки с максимальным грузом

$$T_1 = \frac{0,955(m_T + Q)g(V_T')^2 \eta}{n_{\partial \epsilon} t_T} = \frac{0,955 \cdot (2000 + 5000) \cdot 9,8 \cdot 0,56^2 \cdot 0,9}{850 \cdot 6} = 3,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

инерции вращающихся масс привода

$$T_2 = \frac{\delta(I_p + I_M) n_{\partial \epsilon}}{9,55 t_T} = \frac{1,25 \cdot (0,021 + 0,057) \cdot 850}{9,55 \cdot 6} = 1,45 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Необходимый тормозной момент на шкиве для остановки тележки при максимальном грузе, уклоне и ветре

$$T_T = T_1 + T_2 + T_{укл} + T_{\epsilon} - T_{TP} = 3,6 + 1,45 + 0,77 + 8,1 - 2,9 = 11 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем тормоз ТКГ-160. Конструкция тормоза приведена на рис. П.7, а его основные параметры даны в табл. П.12.

Тормоз ослаблением затяжки рабочей пружины регулируется на тормозной момент $T'_T = 11 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Проверка тормоза на условие запаса сил сцепления приводных ходовых колес с рельсами порожней тележки при торможении

Величина тормозного момента, развиваемого тормозом при торможении тележки с максимальным грузом, определена ранее и составляет $T'_T = 11 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Эта же часть тормозного момента будет расходоваться на торможение порожней тележки.

Максимально допустимое ускорение порожней тележки в период торможения из условия достаточности сцепления приводных ходовых колес с рельсами

$$\begin{aligned} \left[a_{\Pi}^{\downarrow} \right] &= \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\varphi}{\kappa_{\varphi}} - \frac{fd}{D_{\kappa}} \right) + (2\mu + fd) \frac{1}{D_{\kappa}} - \frac{F_T}{m_T g} \right] g = \\ &= \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,12}{1,1} - \frac{0,015 \cdot 0,045}{0,2} \right) + (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,045) \cdot \frac{1}{0,2} - \frac{414}{2000 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8 = 0,39 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Момент статических сопротивлений, приведенный к тормозному шкиву, необходимый для «гашения» сил от ветровой нагрузки, сил от уклона пути и сил трения

$$T_c = T_{TP}^{\Pi} - T_{\epsilon}^{\Pi} - T_{укл}^{\Pi} = 0,83 - 2,3 - 0,22 = -1,69 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время торможения порожней тележки

$$\begin{aligned} t_T^{\Pi} &= \frac{\delta(I_p + I_m) n_{\partial\epsilon}}{9,55(T'_T + T_c)} + \frac{0,955 m_T g (V'_T)^2 \eta}{n_{\partial\epsilon} (T'_T + T_c)} = \\ &= \frac{1,25(0,021 + 0,057)850}{9,55[11 + (-1,69)]} + \frac{0,955 \cdot 2000 \cdot 9,8 \cdot 0,56^2 \cdot 0,9}{850[11 + (-1,69)]} = 1,6 \text{ с}. \end{aligned}$$

Действительное ускорение порожней тележки при торможении

$$a' = \frac{V_T'}{t_T^{\text{II}}} = \frac{0,56}{1,6} = 0,35 \text{ м/с}^2 < \left[a_{\text{II}}^{\downarrow} \right] = 0,39 \text{ м/с}^2.$$

Как видно, тормоз ТКГ-160, отрегулированный на тормозной момент $T_T' = 11 \text{ Н} \cdot \text{м}$, обеспечивает надежное затормаживание тележки при любых условиях нагружения, исключает возможность юза при торможении порожней тележки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

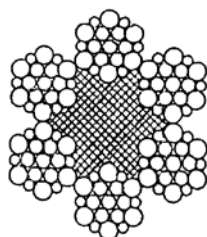
1. Краны для лесных грузов. Атлас конструкций: учеб. пособие / В.Ф. Виноградов, Л.А. Шабалин, А.Б. Зырянова, Е.Н. Корепанова; под общ. ред. В.Ф. Виноградова, Л.А. Шабалина. Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2001. 124 с.
2. Таубер, Б.А. Подъемно-транспортные машины: учебник для вузов. Изд. 5-е, перераб. и доп. М.: Экология, 1991. 528 с.
3. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов ПБ-10-14-92: утв. Госгортехнадзором России 30.12.92. Введ. 15.09.93. М.: НПО ОБТ, 1994. 208 с.
4. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. Изд. 2-е. Минск: Высшейш. шк., 1983. 350 с.
5. ГОСТ 1451. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая: URL:[http://www.zodchii.ws/normocs/info - 2793.html](http://www.zodchii.ws/normocs/info-2793.html)
6. Справочник по кранам / под ред. М.М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988. Т. 1. 536 с.; Т. 2. 569 с.
7. Александров М.П. Грузоподъемные машины: учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана; Высш. шк., 2000. 552 с.
8. ГОСТ Р50895-96. Муфты зубчатые. М.: Госстандарт России, 1996.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П.1

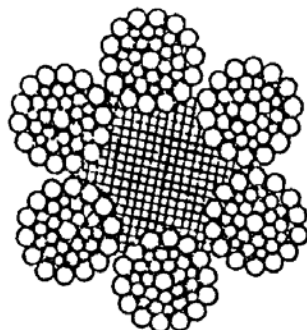
Канаты стальные (выборочные данные)

Канат двойной свивки типа ЛК-Р, 6×19 проволок с одним органическим сердечником, ГОСТ 2688-80



Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, МПа			
			1372	1568	1666	1764
			Разрывное усилие каната F ₀ , кН, не менее			
			–	34,8	36,95	38,15
9,1	31,18	305	–	41,55	44,1	45,45
9,9	36,66	358,6	–	48,85	51,85	53,45
11	47,19	461,6	–	62,85	66,75	68,8
12	53,87	527	–	71,75	76,2	78,55
13	61	596,6	71,05	81,25	86,3	89
14	74,4	728	86,7	98,95	105	108
15	86,28	844	100	114,5	122	125,5
16,5	104,61	1025	121,5	139	147,5	152
18	124,73	1220	145	163	176	181,5
19,5	143,61	1405	167	191	203	209
21	167,03	1635	194,5	222	236	243,5
22,5	188,78	1850	220	251	267	275,5
24	215,49	2110	250,5	287	304,5	314
25	244	2390	284	324,5	345	355,5
27	274,31	2685	319	365	388	399,5
28	297,63	2910	346,5	396	421	434
30,5	356,72	3490	415,5	475	504,5	520
32	393,06	3845	458	523,5	556	573
33,5	431,18	4220	502,5	574	610,5	748
37	512,79	5015	597	683	725	629
39,5	586,59	5740	684	781,5	828	856
42	668,12	6535	779	890	945	975

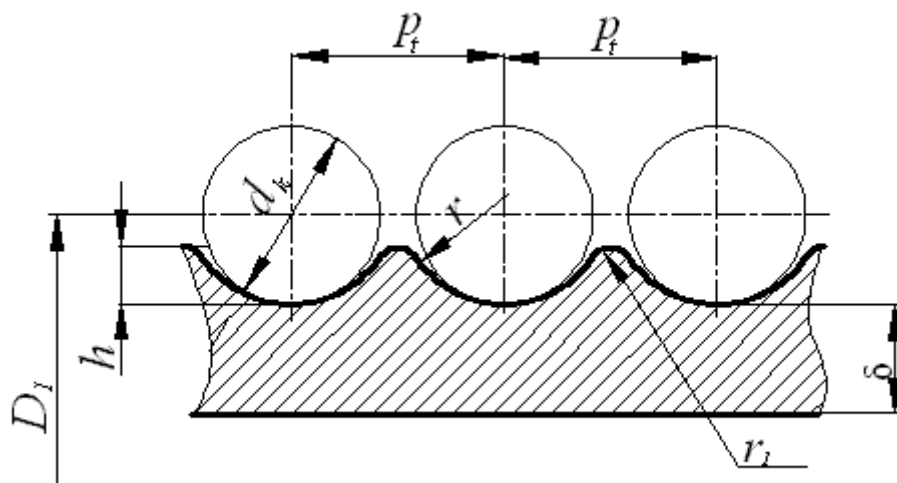
Канат двойной свивки типа ЛК-РО, 6×36 проволок с одним органическим сердечником, ГОСТ 7668-80



Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, МПа			
			1372	1568	1666	1764
			Разрывное усилие каната F ₀ , кН, не менее			
8,1	25,67	253,5	—	—	—	37,05
9,7	38,82	383,5	—	49,85	53	56,1
11,5	51,96	513	—	66,75	70,95	75,1
13,5	70,55	696,5	—	90,65	96,3	101,5
15	82,16	812	—	104,5	111,5	116,5
16,5	105,73	1045	—	135,5	144	150
18	125,78	1245	—	161,5	171,5	175,5
20	153,99	1520	—	197,5	210	215
22	185,1	1830	207,5	237,5	252,5	258,5
23,5	215,94	2130	242,5	277	294	304
25,5	252,46	2495	283,5	324	344	352,5
27	283,79	2800	318,5	364,5	387,5	396,5
29	325,42	3215	366	417,5	444	454,5
31	369,97	3655	416	475	505	517
33	420,96	4155	473	540,5	574,5	588,8
34,5	461,07	4550	518	592	629,5	644,5
36,5	503,09	4965	565,5	646	686,5	703,5
39,5	615,95	6080	692,5	791,5	841	801
42	683,68	6750	768,5	878,5	933,5	955,5

Таблица П.2

Геометрические параметры барабана



Диаметр канавки d_k , мм	Канавка							
	нормальная				глубокая			
	r	r_I	h	p_t	r	r_I	h	p_t
	мм							
	H14	$\pm 0,1$		$\pm 0,3$	H14	$\pm 0,1$		$\pm 0,3$
Св. 12 до 13	7	1,6	4	14,51	-	-	-	-
Св. 13 до 14	7,5		4,5	16	-	-	-	-
Св. 14 до 16	9		5	18,47	-	-	-	-
Св. 16 до 18	10		5,5	20	10	1	11	22,58
Св. 18 до 19,5	10,5		6	22,58	10,5	2	12	26
Св. 19,5 до 21,5	12	2,5	6,5	24,19	12		13,5	28,16
Св. 21,5 до 23	12,5		7	26	12,5		14	29,02
Св. 23 до 24,5	13,5		7,5	28,16	13,5		15	31,25
Св. 24,5 до 26	14		8	29,02	14		16	33,86
Св. 26 до 27,5	15		8,5	31,25	15		17	35,34
Св. 27,5 до 29	16		9	33,86	16		18	36,94
Св. 29 до 31	17	4	9,5	35,34	17		18	40,53
Св. 31 до 33	18		10	36,94	-	-	-	-
Св. 33 до 35	19		10,5	40,53	-	-	-	-
Св. 35 до 37	21		11,5	42,25	-	-	-	-
Св. 37 до 40,5	21		12	45,12	-	-	-	-

Примечание. Допускается применять иной шаг p_t нарезки, но не менее $1,1d_k$ для барабанов с нормальной канавкой и не менее $1,25d_k$ для барабанов с глубокой канавкой.

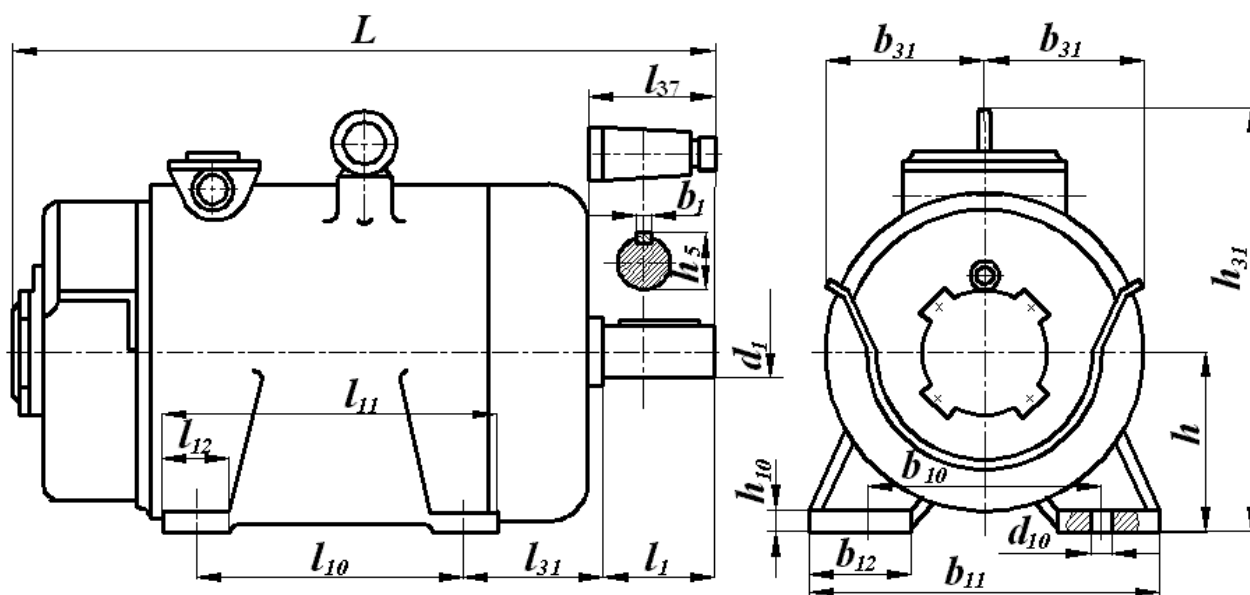


Рис. П.1. Электродвигатель с фазным ротором серии МТФ
исполнения ИМ 1001 с одним рабочим концом вала на лапах

Таблица П.3

Основные технические характеристики крановых
электродвигателей серии МТФ с фазным ротором (50 Гц, 380 В)

Тип двига- теля	Мощность на валу, <i>кВт</i> , при ПВ, %				Частота вра- щения, <i>мин</i> ⁻¹	КПД, %	T_{max} , <i>Н·м</i>	Мо- мент инер- ции, <i>кг·м</i> ²	Мас- са, <i>кг</i>
	15	25	40	60					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
МТФ 011-6	2,0	-	-	-	800	55,0	39	0,021	51
	-	1,7	-	-	850	60,0			
	-	-	1,4	-	885	61,5			
	-	-	-	1,2	910	60,5			
МТФ 012-6	3,1	-	-	-	785	58,0	56	0,029	58
	-	2,7	-	-	840	62,0			
	-	-	2,2	-	890	64,0			
	-	-	-	1,7	920	64,0			
МТФ 111-6	4,5	-	-	-	850	66,0	85	0,048	76
	-	4,1	-	-	870	68,0			
	-	-	3,5	-	895	70,0			
	-	-	-	2,8	920	72,0			

Окончание таблицы П.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
MTF 112-6	6,5	-	-	-	895	72,0	137	0,067	88
	-	5,8	-	-	915	74,0			
	-	-	5,0	-	930	75,0			
	-	-	-	4,0	950	74,0			
MTF 211-6	10,5	-	-	-	895	74,0	191	0,115	120
	-	9,0	-	-	915	77,0			
	-	-	7,5	-	930	77,0			
	-	-	-	6,0	945	78,0			
MTF 311-6	14,0	-	-	-	925	75,5	314	0,225	170
	-	13,0	-	-	935	77,0			
	-	-	11,0	-	945	79,0			
	-	-	-	9,0	960	77,0			
MTF 312-6	19,5	-	-	-	945	80,0	471	0,312	210
	-	17,5	-	-	950	81,0			
	-	-	15,0	-	955	82,0			
	-	-	-	12,0	965	81,0			
MTF 411-6	30,0	-	-	-	945	82,0	638	0,5	280
	-	27,0	-	-	955	83,0			
	-	-	22,0	-	965	83,5			
	-	-	-	18,0	970	83,0			
MTF 412-6	40,0	-	-	-	960	84,0	932	0,675	345
	-	36,0	-	-	965	84,5			
	-	-	30,0	-	970	85,5			
	-	-	-	25,0	975	83,5			
MTF 311-8	10,5	-	-	-	665	71,0	265	0,275	170
	-	9,0	-	-	680	72,0			
	-	-	7,5	-	695	73,0			
	-	-	-	6,0	710	72,0			
MTF 312-8	15,0	-	-	-	680	76,0	422	0,387	210
	-	13,0	-	-	695	76,5			
	-	-	11,0	-	705	77,0			
	-	-	-	8,2	720	75,5			
MTF 411-8	22,0	-	-	-	685	78,0	569	0,537	280
	-	18,0	-	-	700	80,0			
	-	-	15,0	-	710	81,0			
	-	-	-	13,0	715	81,0			
MTF 412-8	30,0	-	-	-	705	81,0	883	0,75	345
	-	26,0	-	-	715	82,0			
	-	-	22,0	-	720	82,0			
	-	-	-	18,0	730	81,0			

Таблица П.4

Основные размеры электродвигателей серии МТФ исполнения IM 1001
по ГОСТ 185-70, мм

Тип двигателя	L	l_1	l_{10}	l_{11}	l_{12}	l_{31}	l_{37}	b_1	b_{10}	b_{11}
МТФ 011	515,5	60	150	200	60	132	64,5	8	180	230
МТФ 012	550,5	60	190	240	60	127	64,5	8	180	230
МТФ 111	583,5	80	235	285	60	140	86,5	10	220	290
МТФ 112	623,5	80	235	285	60	135	86,5	10	220	290
МТФ 211	700,5	110	243	306	70	150	118,5	12	245	320
МТФ 311	748	110	260	320	80	155	118	14	280	350
МТФ 312	823	110	320	380	80	170	118	14	280	350
МТФ 411	878	140	335	395	85	175	147	18	330	440
МТФ 412	952,5	140	420	480	85	165	147	18	330	440

Окончание табл. П.4

Тип двигателя	b_{12}	b_{31}	h	h_5	h_{10}	h_{31}	d_1	d_{10}	Конец вала
МТФ 011	50	133	112	31	20	302	28	19	Цилиндрический
МТФ 012	50	133	112	31	20	302	28	19	
МТФ 111	60	137	132	38	20	342	35	19	
МТФ 112	60	137	132	38	20	342	35	19	
МТФ 211	65	158	160	43	20	385	40	24	
МТФ 311	75	176	180	53,5	23	444	50	24	
МТФ 312	75	176	180	53,5	23	444	50	24	Конический
МТФ 411	90	198	225	63,15	26	527	65	26	
МТФ 412	90	198	225	63,15	26	527	65	26	

Пример условного обозначения: электродвигатель МТФ 311-6, исполнение IM 1001 ГОСТ 185-70.

Таблица П.5

Вращающий момент T_T на тихоходном валу редуктора Ц2, $\kappa H \cdot m$

Типо- размер редуктора	u_p	Группа режима работы							
		M1...M5 (1M...3M)		M6 (4M)		M7 (5M)		M8 (6M)	
		n_{δ}, c^{-1}							
		10	16	10	16	10	16	10	16
Ц2-250	10; 12,5	3,5	2,8	2,5	1,8	1,5	1,1	1	0,9
	16; 20	3,8	3,3	2,7	2,6		1,3	1	0,9
	25; 31,5	3,8	3,3	2,7	2,6			1,2	1
	40; 50	4	3,8	2,8	2,7			1,2	0,9
Ц2-300	10; 12,5	5	4	4,4	3,5	2,3	2	1,4	1,4
	16; 20	5,8	5	4,6	3,8	2,3	2,1	1,4	1,4
	25; 31,5	5,8	5	4,3	4,3	2,7	2,5	1,8	1,6
	40; 50	6	5,4	4,4	4,3	2,5	2,3	1,8	1,6
Ц2-350	10; 12,5	8	7,1	6	5,6	3,5	2,8	2,2	2,1
	16; 20	9	7,3	6,8	5,6	3,5	3	2,2	1,9
	25; 31,5	9,5	8,2	6,5	6,3	4,1	3,3	2,7	2,2
	40; 50	9,5	8,5	6,7	6,3	3,7	3,3	2,7	2,2
Ц2-400	10; 12,5	14	11,2	8,2	6,2	5,3	3,8	4,1	4,1
	16; 20	18	14	11,5	8,2	6,5	4,8	4,4	3,7
	25; 31,5	18,5	16,5		9	6	4,3	4,4	4,4
	40; 50	18,5	17		9	6	4,6	5	4,4
Ц2-500	10; 12,5	28	24	18	16	11,2	9	7,3	7,3
	16; 20	31,5	24,3	21,2	17,5	11,2	9		6,5
	25; 31,5		30		20	13,2	9,7		
	40; 50		30		20	13,2	10,6		
Ц2-650	10; 12,5	50	40	33,5	26,5	23,6	18	19	18
	16; 20	56	45	37,5	33,5	27,2	20	20	19
	25; 31,5	60	51,5	42,5	36,5		20	20	20
	40; 50	60	56	42,5	41,2		21,2	23	20
Ц2-750	10; 12,5	69	58	51,5	42,5	37,5	30	31,5	29
	16; 20	77,5	71	56	47,5	42,5	35,5	33,5	28
	25; 31,5	87,5	80	63	56	42,5	32,5	34,5	30
	40; 50	87,5	80	63	60	45	32,5	36,5	30
Ц2-1000	10; 12,5	155	136	109	100	82,5	71	71	67
	16; 20	190	160	136	112	97,5	85	73	63
	25; 31,5	200	185	140	128	109	85	87,5	65
	40; 50	200	190	150	136	122	100	87,5	70

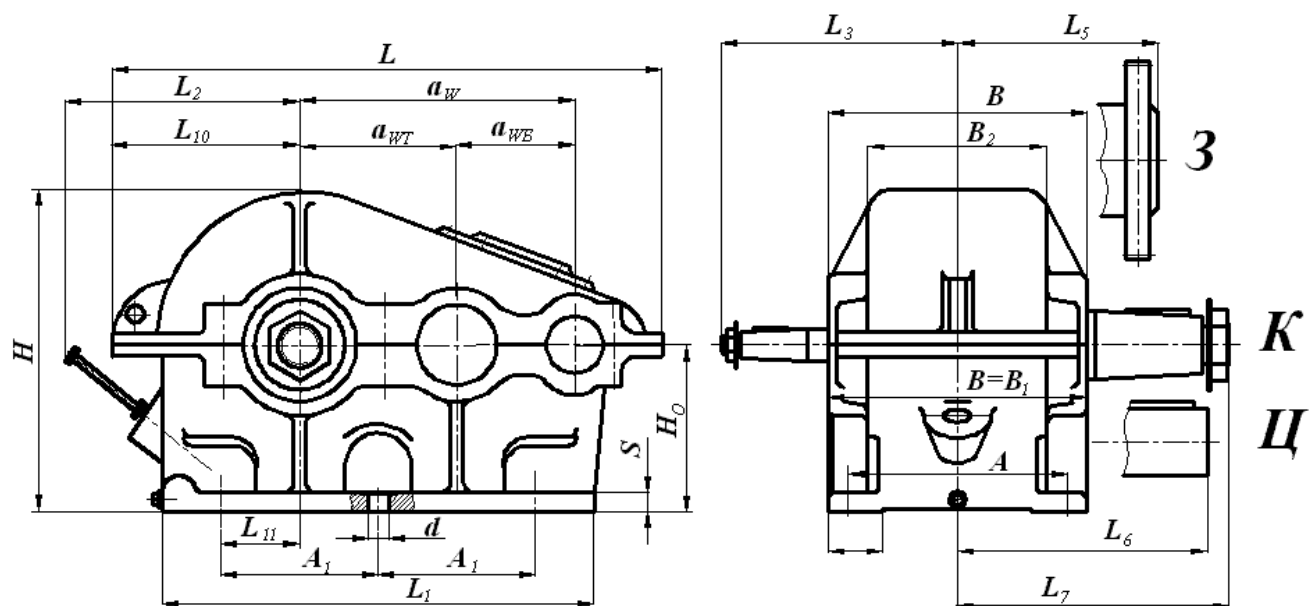


Рис. П.2. Редукторы цилиндрические двухступенчатые
типа Ц2-250 – Ц2-500

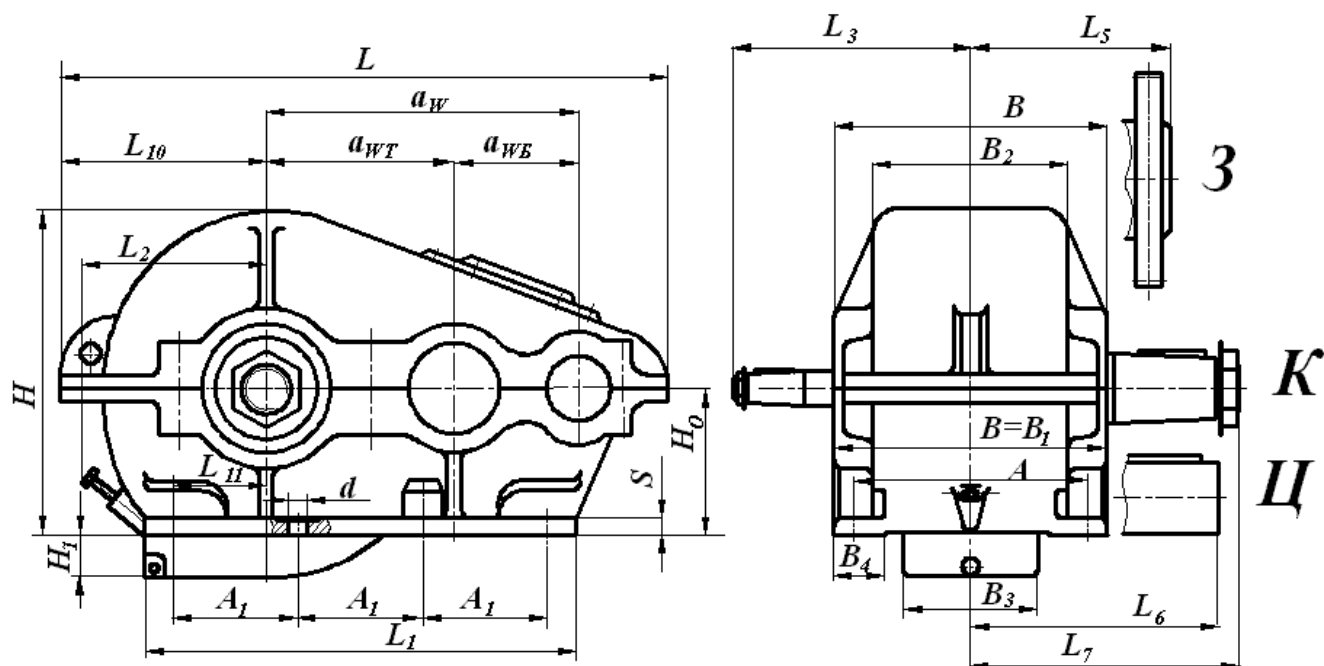


Рис. П.3. Редукторы цилиндрические двухступенчатые
типа Ц2-650 - Ц2-1000

Таблица. П.6

Габаритные и присоединительные размеры редукторов Ц2, мм

Типо- размер редук- тора	$a_{\text{вб}}$	$a_{\text{вт}}$	A	A_1	$B=$ B_1	B_2	B_3	B_4	L	L_1	L_2	L_3
Ц2-250	150	100	210	285	260	167	-	60	515	400	247	220
Ц2-300	175	125	250	350	300	202	-	70	620	475	275	255
Ц2-350	200	150	280	200	330	228	-	70	700	550	300	300
Ц2-400	250	150	320	250	380	256	-	85	805	640	340	325
Ц2-500	300	200	360	320	440	310	-	100	985	785	385	390
Ц2-650	400	250	470	260	560	400	280	100	1270	910	410	480
Ц2-750	450	300	560	300	650	465	320	120	1455	1040	445	570
Ц2-1000	600	400	760	400	860	608	420	150	1905	1400	500	740

Окончание табл. П.6

Типо- размер редук- тора	L_5	L_6	L_7	L_9	L_{10}	L_{11}	H_0	H	H_1	S	$d \times n$	Мас- са, кг
Ц2-250	198	255	280	-	183	75	160	310	-	18	22x4	85
Ц2-300	127	280	300	-	215	90	190	362	-	22	26x4	136
Ц2-350	255	320	345	-	238	100	212	409	-	25	26x6	204
Ц2-400	280	350	375	-	286	150	265	505	-	27	33x6	317
Ц2-500	330	415	445	-	340	190	315	598	-	30	39x6	500
Ц2-650	410	510	550	515	443	190	315	695	95	36	39x8	1100
Ц2-750	480	595	645	565	494	225	355	783	100	40	46x8	1650
Ц2-1000	654	745	805	780	645	300	450	1018	150	45	52x8	3700

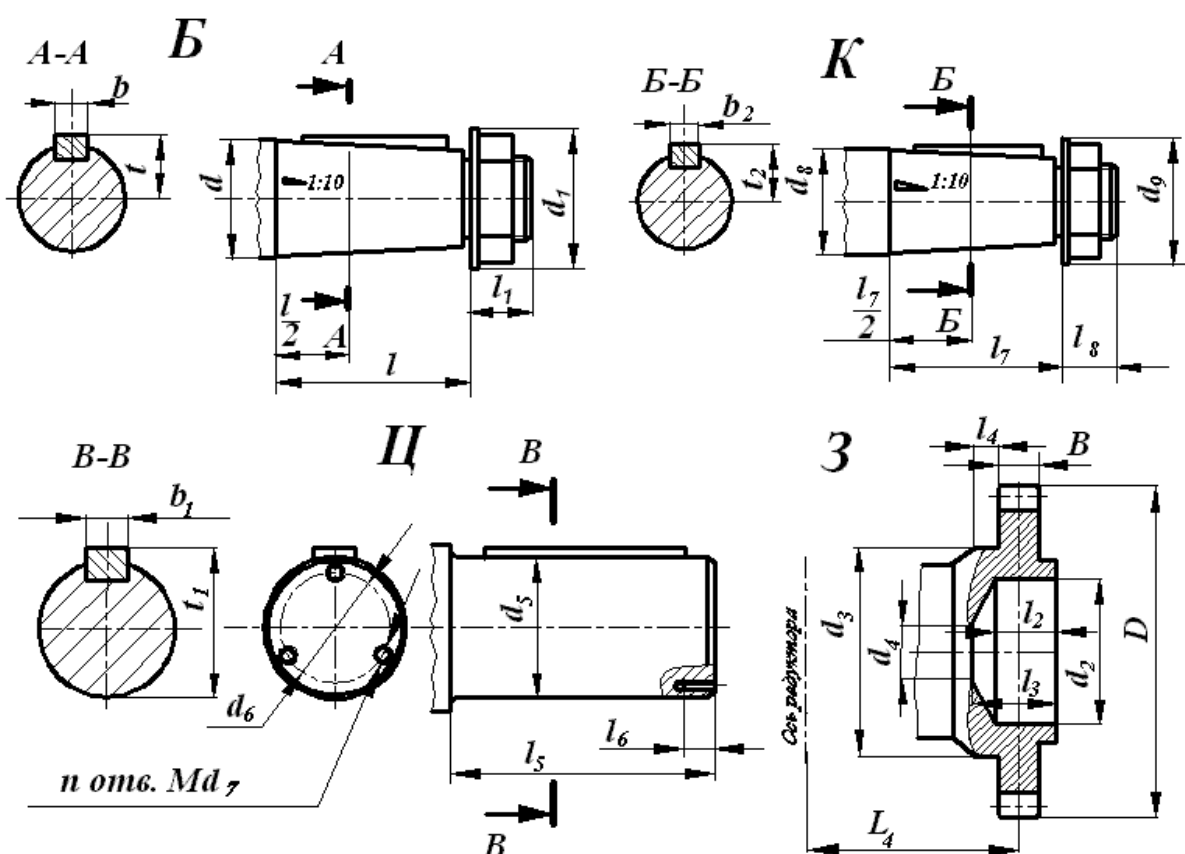


Рис. П.4. Концы валов редукторов Ц2

Условные обозначения: Б - быстроходный вал; 3 - тихоходный вал с зубчатым венцом; Ц - тихоходный вал с цилиндрическим концом; К - тихоходный вал с коническим концом.

Таблица П.7

Размеры концов валов редукторов Ц2, мм

Типо- размер редуктора	Б						3*			
	d	d_1	l	l_1	b	t	m	D	B	d_2
Ц2-250	30	45	60	20	8	16,5	3,5	147	20	72
Ц2-300	35	48	60	20	10	19	5	210	25	80
Ц2-350	40	58	85	25	12	21	6	252	30	110
Ц2-400	50	70	85	25	14	26,5	6	252	30	110
Ц2-500	60	80	108	32	18	31	8	336	40	150
Ц2-650	70	95	108	32	20	36,5	10	420	50	160
Ц2-750	80	110	135	35	22	41	12	504	60	200
Ц2-1000	110	140	168	42	28	52	16	672	80	320

* Число зубьев венца полумуфты $z = 40$.

Продолжение табл. П.7

Типо- размер редуктора	З						Ц			
	d_3	d_4	L_4	l_2	l_3	l_4	d_5	d_6	d_7	l_5
Ц2-250	95	62	180	38	43	40	65	32	10	105
Ц2-300	105	70	205	50	55		75	50	12	105
Ц2-350	140	100	230	60	65	85	130			
Ц2-400	140	100	255	60	65	50	95	130		
Ц2-500	215	60	295	65	85	20	110	80		165
Ц2-650	230	70	370	70	90	20	140	80	200	
Ц2-750	290	140	430	90	105	45	170	105	16	240
Ц2-1000	445	230	580	130	150	55	220	140	20	280

Окончание табл. П.7

Типо- размер редуктора	Ц			К					
	l_6	b_1	t_1	d_8	d_9	l_7	l_8	b_2	t_2
Ц2-250	20	18	71	65	80	108	32	18	34
Ц2-300	22	20	82	75	95	108	32	20	39,5
Ц2-350		22	93	85	115	135	35	22	44
Ц2-400		25	104	95	125	135	35	25	49
Ц2-500		28	120	110	160	170	40	28	57
Ц2-650	26	36	152	140	180	205	45	36	73
Ц2-750		40	184	170	215	245	55	40	88
Ц2-1000	32	50	237	220	280	285	65	50	114

Таблица П.8

Допускаемый вращающий момент на тихоходном валу
редукторов Ц2У, Ц2Н

Типо- размер редуктора	Ц2У-315Н					Ц2У-355Н				
Переда- точное число	20	25	31,5	40	50	20	25	31,5	40	50
Группа режима	Допускаемый вращающий момент на тихоходном валу редук- тора T_T , $кН·м$									
(1М...3М)	9,0	9,3	9,7	8,6	8,9	12,1	12,7	13,2	11,8	12,2
(4М)	8,6	8,6	8,6	8,6	7,6	11,3	11,7	11,7	10,4	16,4
(5М)	8,6	8,6	8,6	8,4	7,6	11,2	11,7	11,7	10,4	16,4
(6М)	7,7	7,8	7,6	7,5	7,5	9,8	10,9	11,1	10,5	10,4

Продолжение табл. П.8

Типо- размер редуктора	Ц2У-400Н					Ц2Н-450				
Переда- точное число	20	25	31,5	40	50	20	25	31,5	40	50
Группа режима	Допускаемый вращающий момент на тихоходном валу редук- тора T_T , $кН·м$									
(1М...3М)	17,2	17,8	17,9	15,9	17,0	29,1	36,3	32,1	33,5	32,9
(4М)	16,4	16,4	16,4	15,9	14,6	29,1	33,4	32,1	29,5	29,5
(5М)	16,4	16,4	16,4	15,9	14,6	29,1	33,4	32,1	29,5	29,5
(6М)	15,6	15,9	15,6	14,6	14,6	29,0	33,4	32,1	29,5	29,5

Окончание табл. П.8

Типо- размер редуктора	Ц2Н-500					Ц2Н-560				
Переда- точное число	20	25	31,5	40	50	20	25	31,5	40	50
Группа режима	Допускаемый вращающий момент на тихоходном валу редук- тора T_T , $кН·м$									
(1М...3М)	39,8	48,1	41,2	45,5	42,5	69,0	65,0	67,0	60,0	53,0
(4М)	39,8	45,2	41,2	40,0	40,0	63,0	60,0	60,0	53,0	53,0
(5М)	39,8	45,2	41,2	40,0	40,0	63,0	60,0	60,0	53,0	53,0
(6М)	39,8	45,2	41,2	40,0	40,0	63,0	60,0	60,0	53,0	53,0

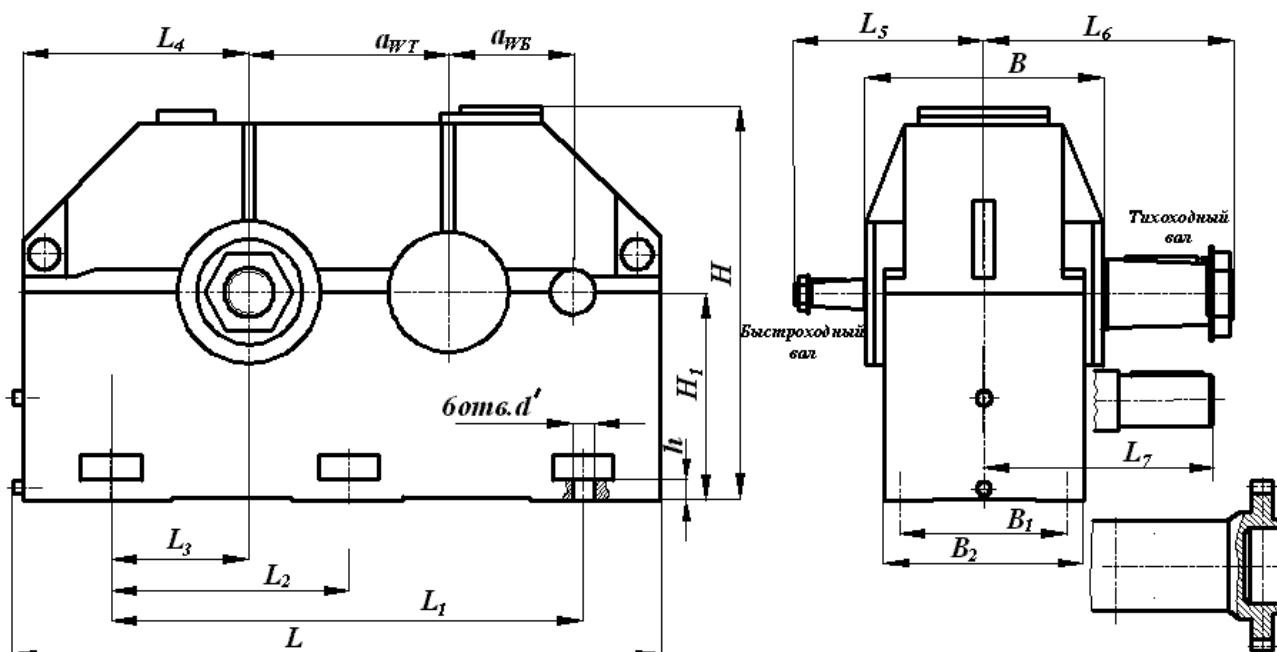


Рис. П.5. Редукторы цилиндрические двухступенчатые типа Ц2У-315Н, Ц2У-355Н, Ц2У-400Н, Ц2Н-450, Ц2Н-500, Ц2Н-560

Таблица П.9
Габаритные и присоединительные размеры редукторов Ц2У, Ц2Н

Типоразмер редуктора	Размеры редукторов, мм								
	a_{WT}	a_{WB}	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6
Ц2У-315Н	315	200	1040	740	370	215	365	300	420
Ц2У-355Н	355	255	1170	850	425	250	405	320	440
Ц2У-400Н	400	250	1300	950	475	280	455	380	500
Ц2Н-450	450	280	1475	1060	530	310	510	500	-
Ц2Н-500	500	315	1660	1220	615	360	575	530	-
Ц2Н-560	560	400	1850	1400	700	400	620	600	-
Типоразмер редуктора	Размеры редукторов, мм								
	L_7	B	B_1	B_2	H	H_1	h	d'	
Ц2У-315Н	-	395	260	340	685	335	35	28	
Ц2У-355Н	-	435	280	370	740	375	35	28	
Ц2У-400Н	-	475	330	420	835	425	42	35	
Ц2Н-450	650	630	515	590	955	475	50	35	
Ц2Н-500	690	700	580	650	1050	530	60	42	
Ц2Н-560	750	730	600	680	1100	600	60	42	

Таблица П.10

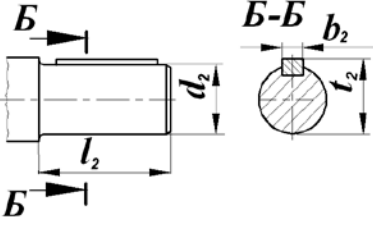
Размеры концов валов редукторов Ц2У, Ц2Н, мм

Типоразмер редуктора	Быстроходный вал						
	d	d_1	l	l_1	b_1	t_1	
Ц2У-315Н	50	M36x3	110	82	12	25,95	
Ц2У-355Н	55	M36x3	110	82	14	28,95	
Ц2У-400Н	60	M42x3	140	105	16	31,375	
Ц2Н-450	80	M56x4	170	130	16	40,75	
Ц2Н-500	90	M64x4	170	130	22	46,75	
Ц2Н-560	100	M72x4	210	165	25	50,875	

Продолжение табл. П.10

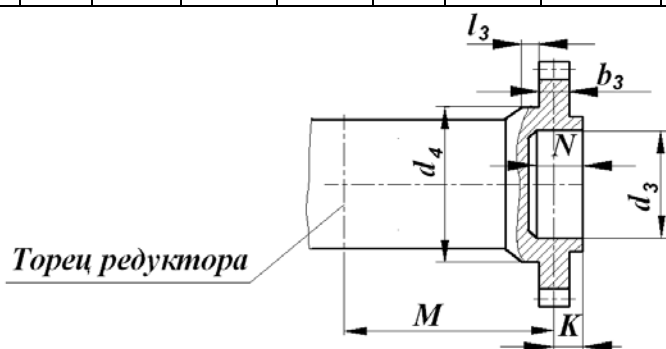
Типоразмер редуктора	Тихоходный вал						
	d	d_1	l	l_1	b_1	t_1	
Ц2У-315Н	110	M80x4	210	165	25	55,875	
Ц2У-355Н	125	M90x4	210	165	28	64,375	
Ц2У-400Н	140	M100x4	250	200	32	72	

Продолжение табл. П.10

Типоразмер редуктора	Тихоходный вал				
	d_2	l_2	b_2	t_2	
Ц2Н-450	160	300	40	169	
Ц2Н-500	180	300	45	190	
Ц2Н-560	220	350	50	231	

Окончание табл. П.10

Типоразмер редуктора	Тихоходный вал в виде части зубчатой муфты									
	Зацепление				l_3	K	N	d_3		d_4
	m	z	b_3	M				НОМ.	ОТКЛОН.	
Ц2У-315Н	6	40	30	250	20	25	60	110	+0,04	140
Ц2У-355Н	7	40	35	280	20	30	65	110	+0,09	140
Ц2У-400Н	8	40	40	300	20	35	65	150	+0,09	215
Ц2Н-450	10	40	50	400	20	40	70	160	+0,05	200
Ц2Н-500	10	40	50	430	20	40	70	160	+0,105	230
Ц2Н-560	12	40	60	440	20	50	60	200	+0,105	290



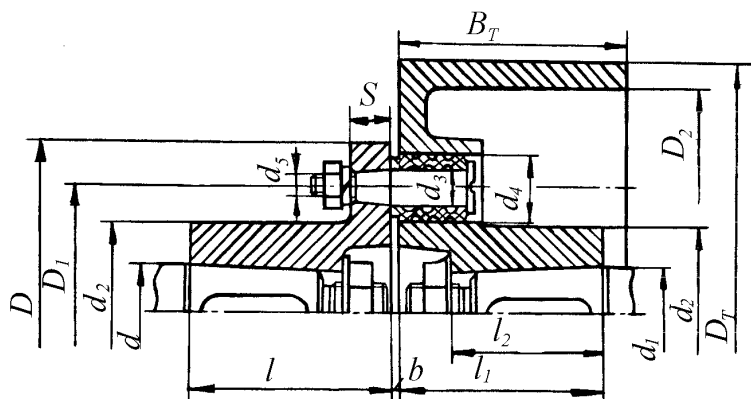


Рис. П.6. Муфта втулочно-пальцевая с тормозным шкивом

Таблица П.11

Основные параметры и размеры муфт втулочно-пальцевых
с тормозным шкивом

Номин. момент Т, <i>Н·м</i>	<i>d</i> (H7)	<i>d</i> ₁ (H9)	<i>D</i>	<i>D</i> _Т	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>d</i> ₂	<i>d</i> ₃	<i>d</i> ₄	<i>d</i> ₅	Число пальцев <i>n</i>
	<i>мм</i>										
130 250	28-30 32-45	28-30 32-38	125 140	160 200	90 100	140 180	50 70	14 14	28 28	M8 M10	4
	500 1000 2000 4000	40-45 60-70 65-75 80-95	40-45 50-70 65-90 80-95		170 220 250 320			120 170 190 242	80 120 140 175	18 24 30	36 46 58

Окончание табл. П.11

Номин. момент Т, <i>Н·м</i>	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>S</i>	<i>B</i> _Т	<i>b</i>	Допустимое смещение валов		Момент инерции <i>I</i> _м , <i>кг·м</i> ²	Масса не бо- лее <i>кг</i> ,
	<i>мм</i>						рад.	угл.		
130	60	70	60	12	75	1-5	0,3	1°30′	0,057	10,5
250	80;110	80	60	16	100	1-5	0,3	1°	0,24	13,5
500	110	110	85	22					150	1-6
1000	110;140	140	107		28	190	1-8			
2000	140;170			170					135	36
4000	170	170	135		36	1-10	30′	6,9		

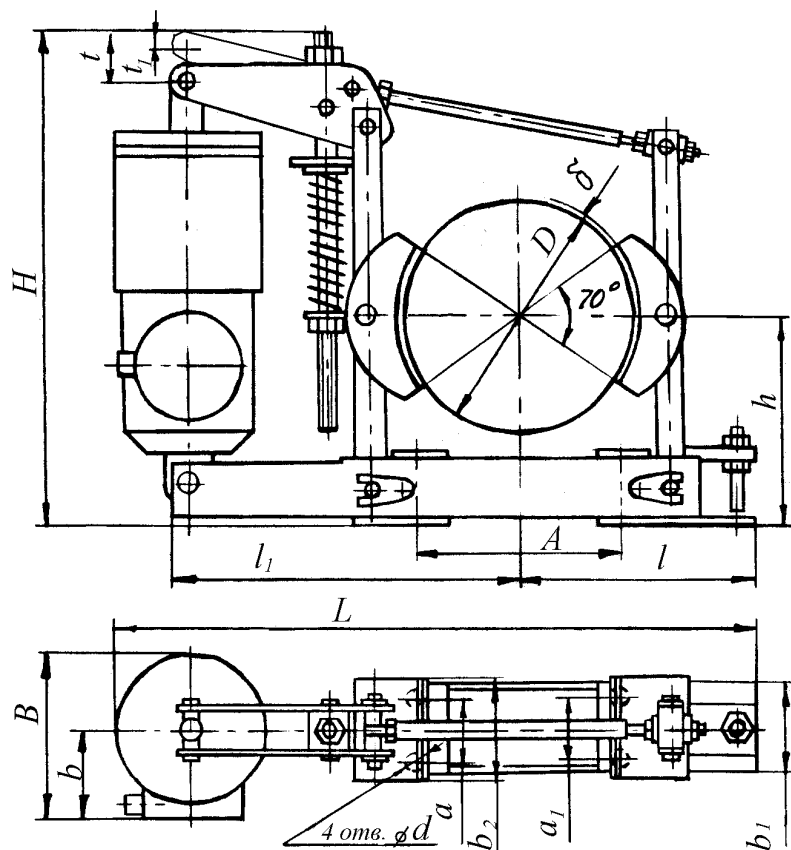


Рис. П.7. Тормоз колодочный с приводом
от электрогидравлического толкателя

Таблица П.12

Основные параметры и размеры колодочных тормозов
с приводом от электрогидравлических толкателей

Тип тормоза	Тормоз- ной момент, <i>Н·м</i>	Тип толкателя	Масса тормоза, <i>кг</i>	Размеры, <i>мм</i>							
				Диаметр шкива	<i>L</i>	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>B</i>	<i>b</i>		
ТКГ-160	100	ТЭГ-16М	25	160	490	147	268	201	116		
ТКГ-200	300	ТГМ-25	35	200	603	198	332	213			
ТКГ-300	800	ТГМ-50	80	300	772	275	421				
ТКГ-400	1500	ТГМ-80	120	400	940	375	489	232	130		
Тип тормоза	Размеры, <i>мм</i>										
	<i>b</i> ₁	<i>b</i> ₂	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>A</i>	<i>a</i>	<i>a</i> ₁	δ	<i>d</i>	<i>t</i>	<i>t</i> ₁
ТКГ-160	120	70	415	144	200	90	90	6	13	25	15
ТКГ-200	90	90	436	170	350	120	60	8	18	32	22
ТКГ-300	120	140	550	240	500	150	80		22	50	30
ТКГ-400	140	180	620	320	340	68	68				

Таблица П.13

Колеса крановые одно- и двухребордные

Режимы работы	Скорость передвижения							Диаметр колеса, <i>мм</i>	Тип рельса	Коэффи- циент μ , <i>м</i>
	0,32	0,63	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5			
	Допустимые нагрузки, <i>кН</i>									
(1,2,3)М	26,8	22,9	19,8	18,6	17,3	16,2	15,1	160	Р 8	0,0004
(4М)	15,4	12,6	11,0	10,2	9,6	9,0	8,8			
(5М)	10,8	8,7	7,8	7,1	6,6	6,2	5,8			
(6М)	7,7	6,2	5,4	5,1	4,8	4,4	1,0			
(1,2,3)М	42,5	34,6	29,8	28,0	26,3	24,4	22,9	200	Р 11	0,0004
(4М)	23,2	19,0	16,5	15,4	14,4	13,4	12,5			
(5М)	16,3	13,2	11,5	10,7	10,0	9,4	8,8			
(6М)	11,6	9,4	8,2	7,7	7,2	6,7	6,2			
(1,2,3)М	70	70	70	70	70	70	70	250	Р 15	0,0004
(4М)	58,3	58,3	52	48,5	46,6	42,2	39,5			
(5М)	50	41,5	36,2	38,8	31,6	29,6	27,5			
(6М)	36,8	29,7	26	24	22,5	21	19,7			
(1,2,3)М	123	123	123	123	115	108	101	320	Р 24	0,0005
(4М)	102	84,5	74,5	68,5	64	60	55,8			
(5М)	65	59	51,5	47,8	44,5	42	33			
(6М)	51,5	42	36,6	34	31,8	29,7	27,7			
(1,2,3)М	218	218	218	218	218	200	190	400	Р 38	0,0006
(4М)	188	159	138	128	120	112	104			
(5М)	128	110	96	90	84	78	74			
(6М)	96,5	79	68,5	66	60	56	52			
(1,2,3)М	320	320	320	320	320	320	320	500	КР 70	0,0006
(4М)	296	267	235	220	206	192	178			
(5М)	229	188	164	153	144	134	124			
6М	165	143	117	109	102	95	89			
(1,2,3)М	400	400	400	400	400	400	400	560	КР 70	0,0007
(4М)	356	353	308	288	268	256	234			
(5М)	302	246	216	200	188	175	163			
(6М)	216	176	156	143	134	125	117			
(1,2,3)М	490	490	490	490	490	490	490	630	КР 70	0,0008
(4М)	409	409	366	345	322	300	280			
(5М)	350	296	258	240	223	209	195			
(6М)	260	210	184	171	160	150	141			

Таблица П.14

Основные размеры приводных и не приводных ходовых колес
на угловых буксах

D_k	D_l	B	B_l	A	A_l	L	$d_6^{и8}$	b	t
200	230	50	80	353	226	150	40	12	43
250	290	70	110	376	271	185	45	14	48
320	360	80	120	414	292	200	55	16	59
400	450	80	130	491	340	230	85	22	90
500	550	100	150	542	405	265	100	28	106
560	600	90	130	631	462	300	110	28	116
630	680	100	150	614	449	280	110	28	116

Продолжение табл. П.14

D_k	d_1	l	l_l	a	a_l	m	e	S	Номер подшипника по ГОСТ 5721-75
200	13	82	167	150	68	20	4	30	3609
250	17	82	152	175	75	20	5	30	3610
320	17	82	172	200	80	20	5	30	3612
400	22	130	210	270	120	30	5	40	3618
500	26	165	220	330	150	46	6	50	3622
560	26	165	255	350	160	50	6	50	3624
630	33	165	255	400	180	50	8	60	3626
<p>Пример условного обозначения: колесо двухребордное приводное диаметром 200 мм исполнения 1; <div style="text-align: right;">Колесо K2РП-200-1</div> </p> <p>то же, не приводное: <div style="text-align: right;">Колесо K2РН-200-1 .</div> </p>									

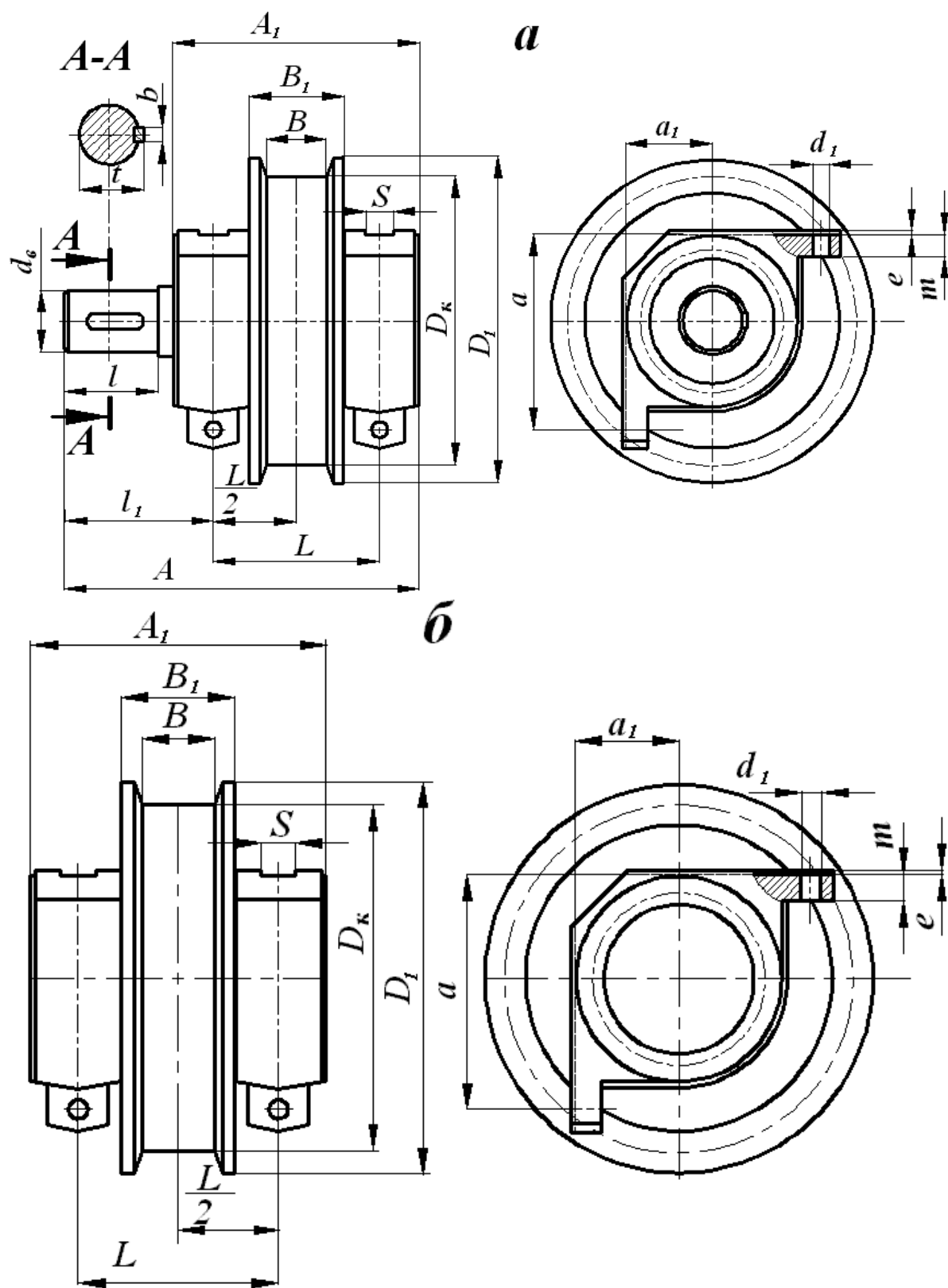


Рис. П.8. Приводное (а) и не приводное (б) ходовые колеса

Основные параметры рельсов

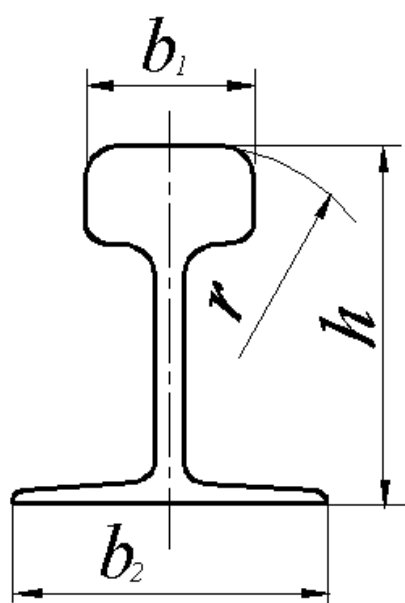
Тип рельса	b_1 , мм	r , мм	b_2 , мм	h , мм
КР 70	70	400	120	120
Р 11	32	95	66	80,5
Р 15	37	146	76	91,5
Р 24	51	200	92	108
Р 38	68	300	135	114

Пример условного обозначения:

Рельс КР70 ГОСТ 4121-76.

Рельс Р 24 — $\frac{\text{ГОСТ 6368 - 82}}{\text{Ст 3 ГОСТ 535 - 88}}$

Тип Р
ГОСТ 6368-82



Тип КР
ГОСТ 4121-76

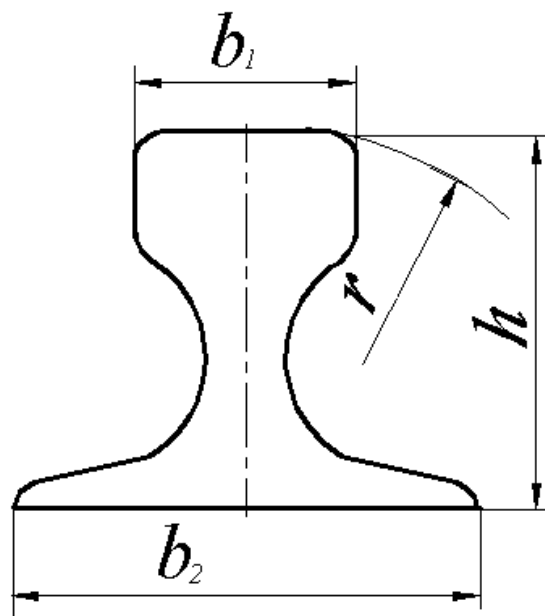


Рис. П.9. Профили железнодорожных (тип Р) и крановых (тип КР) рельсов

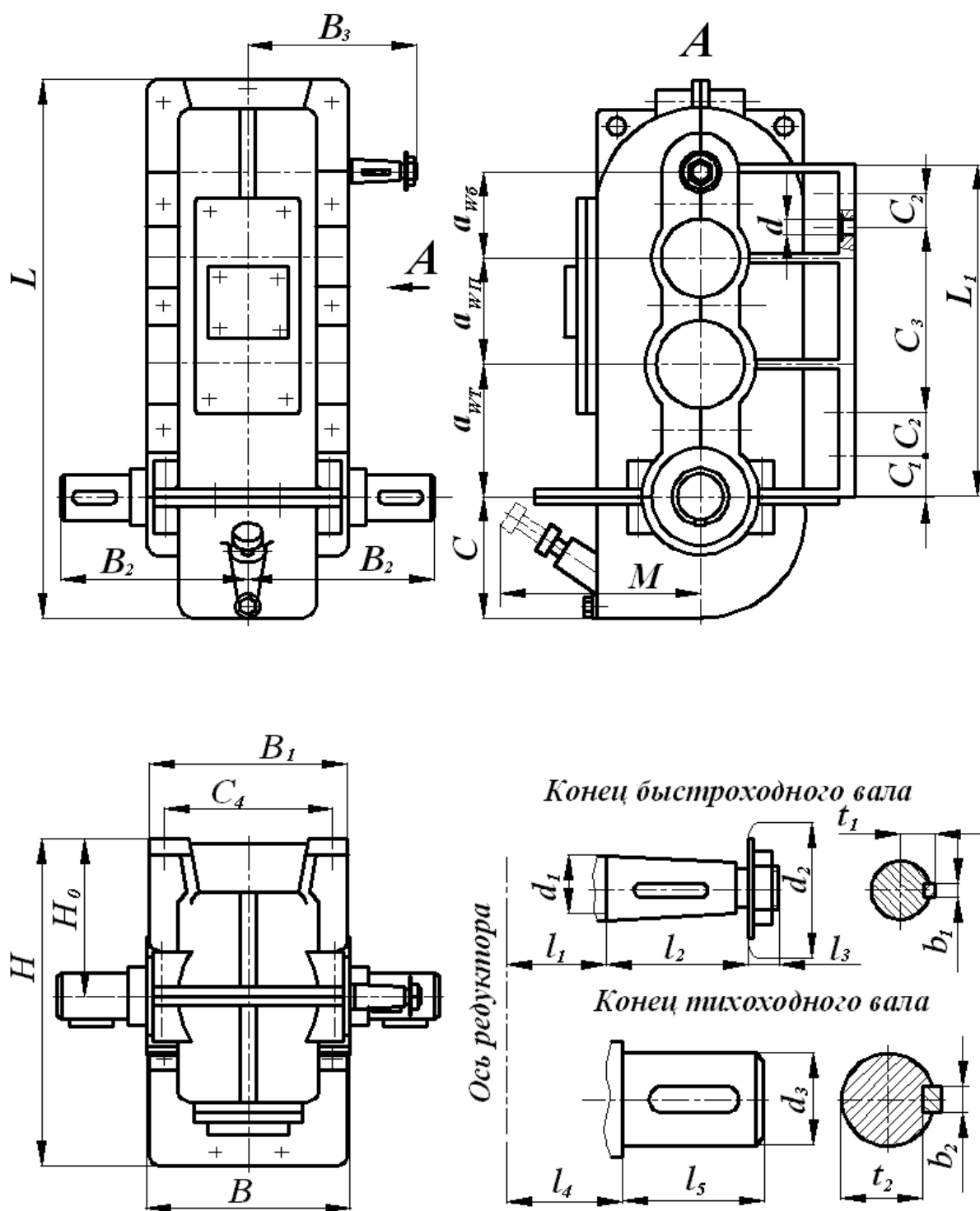


Рис. П.10. Редукторы цилиндрические трехступенчатые вертикального исполнения типа ВК

Таблица П.16

Характеристика редукторов типа ВК

Типоразмер редуктора		ВК-350				ВК-400			
Исполнение		I	II	III	IV	I	II	III	IV
Передаточное число u_p		49,49	30,56	14,67	10,69	85,39	41,23	21,0	15,95
Частота вращения $n_6^* \text{мин}^{-1}$	Группа режима работы	Мощность, передаваемая редуктором, кВт							
600	(1М-3М)	0,80	1,3	2,6	3,4	1,1	2,2	4,1	5,4
	(4М)	0,70	1,1	2,2	3,0	0,9	1,9	3,6	4,7
	(5М)	0,60	1,0	1,9	2,5	0,8	1,6	3,0	4,0
750	(1М-3М)	1,0	1,6	3,2	3,9	1,4	2,7	5,1	6,6
	(4М)	0,9	1,4	2,8	3,4	1,2	2,4	4,4	5,7
	(5М)	0,75	1,2	2,3	2,9	1,0	2,0	3,8	4,9
1000	(1М-3М)	1,3	2,1	4,0	4,7	1,8	3,6	6,7	8,4
	(4М)	1,2	1,8	3,5	4,0	1,5	3,1	5,8	7,3
	(5М)	1,0	1,6	3,0	3,4	1,3	2,8	4,9	6,2

Продолжение табл. П 16

Типоразмер редуктора		ВК-475				ВК-550			
Исполнение		I	II	III	IV	I	II	III	IV
Передаточное число u_p		109,6 1	52,92	29,06	19,68	126,78	68,28	32,9	17,72
Частота вращения $n_6^* \text{мин}^{-1}$	Группа режима работы	Мощность, передаваемая редуктором, кВт							
600	(1М-3М)	1,4	2,8	6,0	7,0	1,7	3,2	6,4	11,5
	(4М)	1,2	2,4	5,2	6,1	1,5	2,8	5,6	10,0
	(5М)	1,0	2,0	4,4	5,2	1,3	2,3	4,7	8,5
750	(1М-3М)	1,6	3,4	7,4	8,2	2,1	4,0	7,6	14,2
	(4М)	1,5	3,0	6,5	7,1	1,9	3,4	6,6	12,3
	(5М)	1,3	2,5	5,5	6,0	1,6	2,9	5,6	10,5
1000	(1М-3М)	2,3	4,4	9,2	9,6	2,8	5,2	9,4	18,4
	(4М)	2,0	3,8	8,1	8,3	2,5	4,5	8,2	16,0
	(5М)	1,7	3,2	6,9	7,1	2,1	3,9	6,9	13,6

Окончание табл. П.16

Типоразмер редуктора		ВК-600				ВК-800	
Исполнение		I	II	III	IV	I	III
Передающее число u_p		126,29	68,02	32,93	17,74	151,117	31,6
Частота вращения $n_6 \cdot \text{мин}^{-1}$	Группа режима работы	Мощность, передаваемая редуктором, кВт					
600	(1М-3М)	1,7	3,2	6,4	11,5	8,2	18,2
	(4М)	1,5	2,8	5,6	10,5	7,1	15,8
	(5М)	1,3	2,3	4,7	8,5	6,0	13,5
750	(1М-3М)	2,1	4,0	7,6	14,2	9,3	25,0
	(4М)	1,9	3,4	6,6	12,3	8,1	21,7
	(5М)	1,6	2,9	5,6	10,5	6,9	18,4
1000	(1М-3М)	2,8	5,2	9,4	18,4	11,0	28,0
	(4М)	2,5	4,5	8,2	16,0	9,6	24,4
	(5М)	2,1	3,9	6,9	13,6	8,1	21,0

* n_6 - частота вращения быстроходного вала; расчетный КПД редукторов $\eta_p = 0,91$.

Таблица П.17

Основные размеры редукторов типа ВК, мм

Типоразмер редуктора	a_{WT}	a_{WP}	a_{WB}	B	H	L	B_2	B_3
ВК-350	130	130	90	225	320	575	180	197,5
ВК-400	165	130	105	245	395	665	230	207,5
ВК-475	210	160	105	255	450	790	255	242,5
ВК-550	220	190	140	285	480	880	285	257,5
ВК-600	240	220	140	285	528	950	285	257,5
ВК-800	300	280	220	460	671	1240	400	390

Продолжение табл. П.17

Типоразмер редуктора	C	L_1	B_1	C_1	B_4	H_0	M	Момент инерции быст. вала $I_0, \text{кг}\cdot\text{м}^2$
ВК-350	125	280	220	50	131	150	235	0,0008
ВК-400	150	407	240	50	151	190	245	0,0008
ВК-475	200	482	250	50	165	220	325	0,0029
ВК-550	215	557	280	50	195	235	340	0,0031
ВК-600	235	607	280	50	195	255	355	0,0031
ВК-800	290	710	450	70	324	325	460	0,0118

Продолжение табл. П.17

Типоразмер редуктора	Отверстия под фонд. болты					Конец быстроходного вала			
	Число	C_2	C_3	C_4	d	l_1	l_2	l_3	d_1
ВК-350	4	-	185	165	17	117,5	60	20	30
ВК-400	6	155	-	205	17	127,5	60	20	30
ВК-475	8	180	200	215	17	132,5	85	25	40
ВК-550	8	70	320	245	17	147,5	85	25	40
ВК-600	8	70	375	245	17	147,5	85	25	40
ВК-800	8	120	330	400	25	280	85	25	50

Окончание табл.П.17

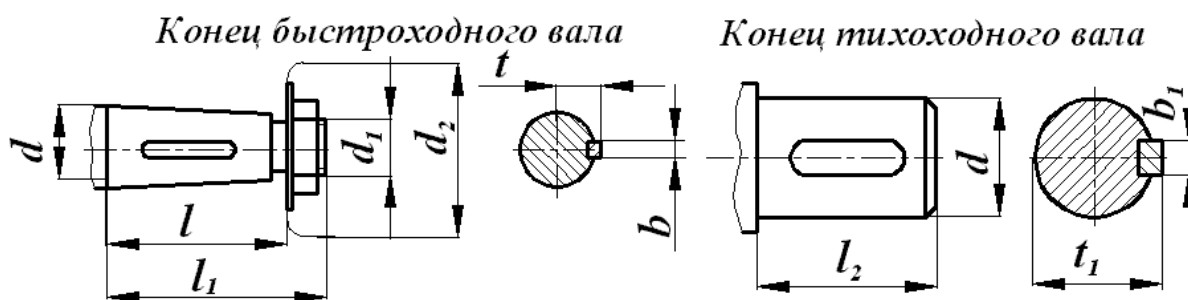
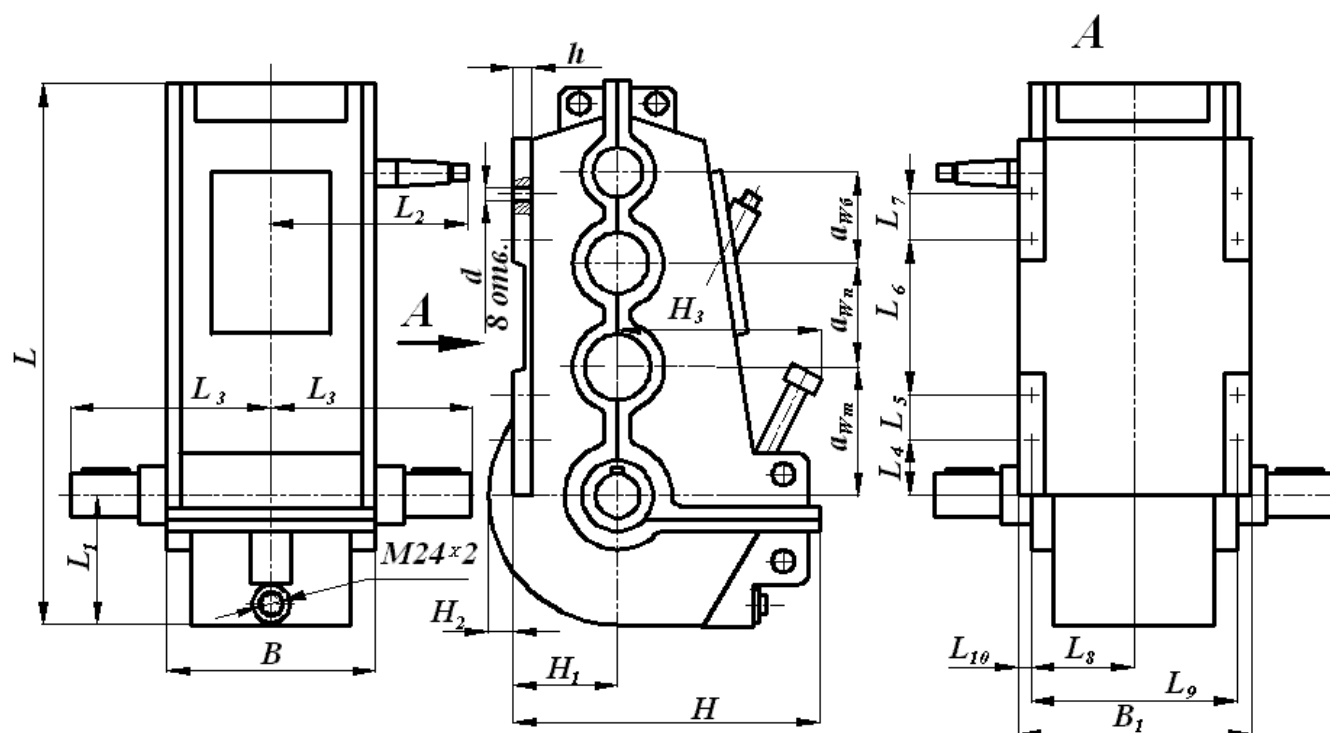
Типоразмер редуктора	Конец быстроходного вала			Конец тихоходного вала				
	t_1	b_1	d_2	l_4	l_5	d_3	t_2	b_2
ВК-350	16,5	8	55	125	55	35	38	10
ВК-400	16,5	8	55	145	85	55	59	16
ВК-475	21,5	12	75	150	105	65	69	18
ВК-550	21,5	12	75	170	115	80	85	22
ВК-600	21,5	12	75	170	115	80	85	22
ВК-800	28	16	85	275	125	95	100	25

Примечание. Допускается схема сборки редукторов с одним выходным концом тихоходного вала.

Таблица П.18

Основные параметры редукторов типа ВКУ

Типоразмер редуктора	Межосевое расстояние a_w , мм	Номинальное пере- даточное число	Мощность, $кВт$	Номинальный крутящий мо- мент на т/ход. валу, $Н·м$
ВКУ- 500М	500	20, 28, 63	7,6...18,6	3320...4300
ВКУ- 610М	610	14, 25, 40, 80, 112	8,4...47,5	6000...8500
ВКУ- 765М	765	18; 20; 22,4; 25; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140	12...75,5	12200...14900
ВКУ-965М	965	16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140	21,5...137	19750...27800



Варианты сборки редукторов

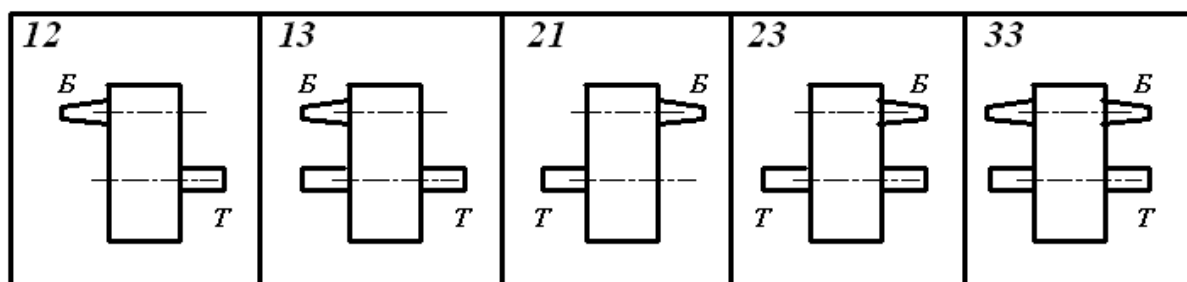


Рис. П.11. Редукторы цилиндрические вертикального исполнения
типа ВКУ-500М; 610М; 765М; 965М

Таблица П.19

Основные размеры редукторов типа ВКУ

Типоразмер редуктора	Размеры, мм									
	B	B_1	d	H	H_1	H_2	H_3	h	L	L_1
ВКУ-500М	320	360	17	475	160	40	310	30	840	200
ВКУ-610М	365	350	17	585	250	-	380	35	900	240
ВКУ-765М	435	445	26	675	290	-	470	40	1220	284
ВКУ-965М	560	620	33	930	320	75	610	45	1560	385
Размеры, мм										Мас- са, кг
Типоразмер редуктора	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	L_9	L_{10}	
ВКУ-500М	305	310	85	70	240	70	160	320	20	
ВКУ-610М	325	355	50	70	375	70	152,5	305	22,5	
ВКУ-765М	370	440	45	110	440	110	192,5	385	30	
ВКУ-965М	450	495	75	120	570	120	270	540	40	
ВКУ-965М	450	495	75	120	570	120	270	540	40	
Типоразмер редуктора	Размеры тихоходных концов валов, мм									
	Варианты сборок по ГОСТ 20373-74						d	l_2	b_1	t_1
ВКУ-500М	12; 13;						65	105	18	71
ВКУ-610М	21; 23;						80	130	22	88
ВКУ-765М	33						125	165	32	136
ВКУ-965М	13; 23; 33						125	165	32	136
	12; 21						140	200	36	152
Типоразмер редуктора	Размеры быстроходных концов валов, мм									
	d	d_1			d_2	l	l_1	b	t	
ВКУ-500М	40	М24х2			75	85	110	10	21	
ВКУ-610М	40	М24х2			75	85	110	10	21	
ВКУ-765М	50	М36х3			95	85	110	12	26	
ВКУ-965М	65	М42х3			100	108	140	16	33,9	
Типоразмер редуктора	Межосевые расстояния, мм									
	a_w		$a_{w\phi}$			a_{wn}			a_{wm}	
ВКУ-500М	500		140			160			200	
ВКУ-610М	610		160			200			250	
ВКУ-765М	765		200			250			315	
ВКУ-965М	965		250			315			400	

Таблица П.20

Допускаемые нагрузки в глобоидных редукторах типа ЧГ

Типоразмер редуктора	Номинальное передаточное число u_n	КПД	Частота вращения червяка $n_1, \text{мин}^{-1}$					
			750		1000		1500	
			$P, \text{кВт}$	$T_n, \text{Н м}$	$P, \text{кВт}$	$T_n, \text{Н м}$	$P, \text{кВт}$	$T_n, \text{Н м}$
ЧГ – 63	10	0,83	1,2	120	1,5	110	1,9	110
	12,5	0,81	1,1	130	1,3	130	1,7	110
	16	0,77	1,0	150	1,2	150	1,5	130
	20	0,72	0,8	150	0,9	150	1,3	130
	25	0,70	0,5	125	0,6	110	0,8	110
	31,5	0,65	0,4	110	0,5	110	0,6	90
	40	0,58	0,3	110	0,3	100	0,5	90
	50	0,54	0,2	100	0,3	100	0,3	90
	63	0,52	0,1	90	0,2	90	0,3	80
ЧГ – 80	10	0,83	2,4	250	2,8	220	3,1	170
	12,5	0,81	2,0	260	2,4	240	2,6	180
	16	0,77	1,6	260	1,9	240	2,1	180
	20	0,72	1,5	300	1,7	260	1,8	200
	25	0,70	1,0	250	1,1	220	1,5	190
	31,5	0,65	0,7	220	0,8	200	1,1	180
	40	0,58	0,6	220	0,7	200	0,9	180
	50	0,54	0,5	210	0,5	180	0,6	160
	63	0,52	0,3	200	0,4	170	0,5	150
ЧГ – 100	10	0,83	4,3	460	4,7	380	6,3	350
	12,5	0,81	3,8	500	4,0	400	5,5	380
	16	0,77	3,0	500	3,6	450	4,6	400
	20	0,72	2,7	550	3,2	500	3,9	420
	25	0,70	2,0	500	2,3	450	3,0	400
	31,5	0,65	1,4	420	1,6	380	2,1	350
	40	0,58	1,2	420	1,3	380	1,8	350
	50	0,54	0,9	400	1,0	350	1,3	320
	63	0,52	0,7	380	0,8	320	1,1	300

Типоразмер редуктора	Номинальное передаточное число u_n	КПД	Частота вращения червяка $n_1, \text{мин}^{-1}$					
			750		1000		1500	
			$P, \text{кВт}$	$T_n, \text{Н м}$	$P, \text{кВт}$	$T_n, \text{Н м}$	$P, \text{кВт}$	$T_n, \text{Н м}$
ЧГ – 125	10	0,83	8,4	900	10,4	850	12,3	700
	12,5	0,81	7,1	950	8,9	900	10,0	700
	16	0,77	5,6	950	7,0	900	8,5	750
	20	0,72	5,3	1100	6,3	1000	7,8	850
	25	0,70	4,0	1000	4,6	900	5,2	700
	31,5	0,65	2,9	900	3,4	800	3,9	650
	40	0,58	2,4	900	2,8	800	3,2	650
	50	0,54	1,7	800	2,1	750	2,6	650
	63	0,52	1,4	750	1,7	700	2,1	600
ЧГ – 160	10	0,83	16,7	1850	20,3	1700	28,3	1600
	12,5	0,81	13,9	1900	16,3	1700	22,8	1600
	16	0,77	11,0	1900	13,7	1800	18,6	1650
	20	0,72	9,7	2050	11,9	1900	16,5	1800
	25	0,70	7,6	1950	8,6	1700	11,2	1500
	31,5	0,65	5,7	1800	6,4	1550	8,2	1350
	40	0,58	4,6	1800	5,1	1550	6,6	1350
	50	0,54	3,6	1650	4,0	1450	5,0	1250
	63	0,52	2,8	1550	3,4	1450	4,1	1200

Примечания:

1. Мощности на входном валу червяка $P = \frac{T_n n_1}{9550 u_n}$,

где η - КПД и крутящие моменты на валу червячного колеса T_n обеспечиваются прочностью передач при непрерывном режиме работы.

2. Указанные значения нагрузок соответствуют нижнему положению червяка. Во всех остальных случаях допустимые нагрузки должны быть снижены на 20%.

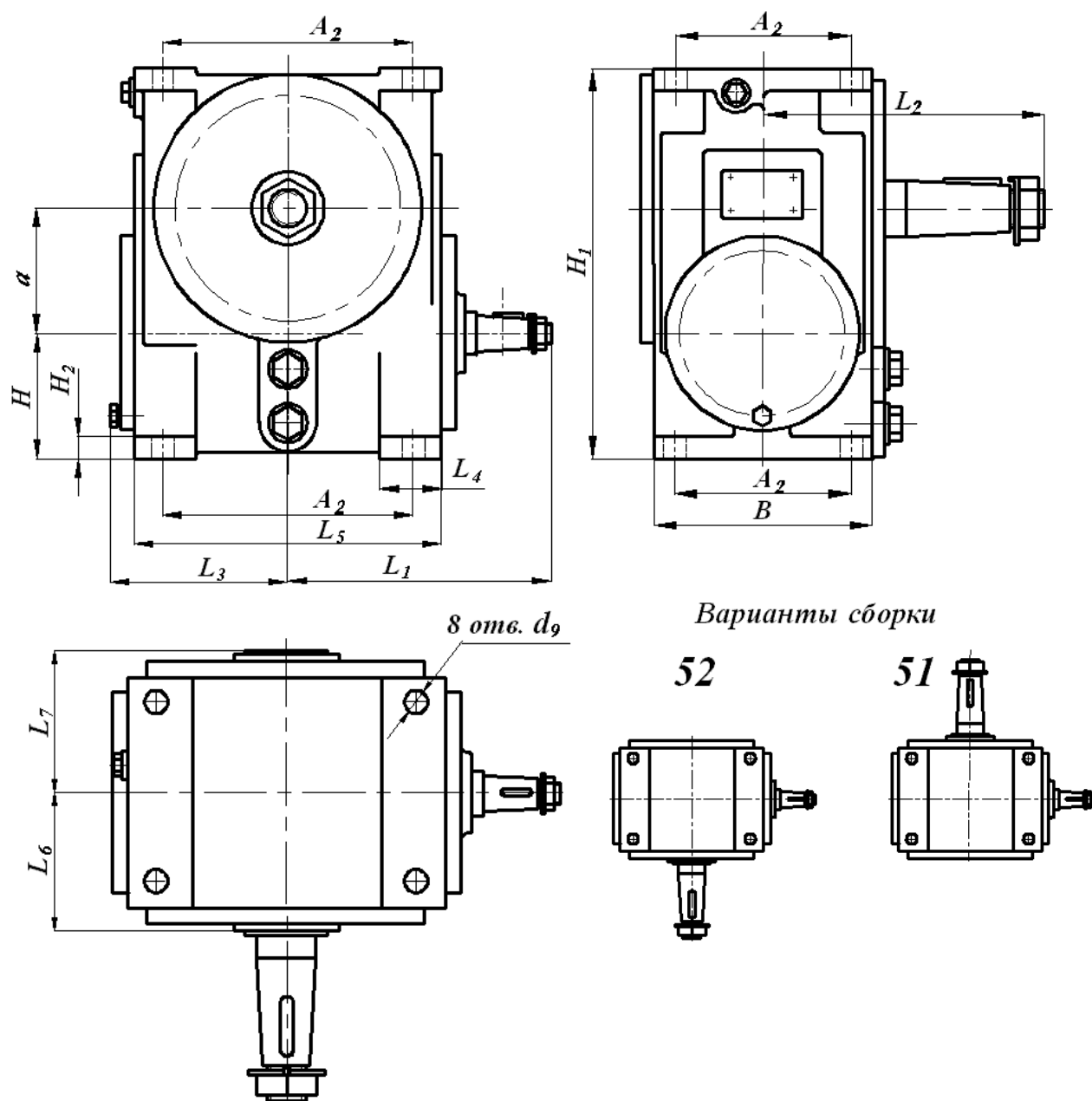


Рис. П.12. Редукторы одноступенчатые червячные глобоидные типа ЧГ

Таблица П. 21

Основные размеры редукторов ЧГ, мм

Типоразмер редуктора	a	A_1	A_2	B	H	H_1	H_2	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7
ЧГ – 63	63	120	90	120	62	205	14	150	140	90	35	150	80	85
ЧГ – 80	80	160	120	150	80	250	15	185	185	105	42	190	95	100
ЧГ – 100	100	200	140	175	100	312	18	210	225	125	50	240	105	110
ЧГ – 125	125	230	160	200	140	425	22	245	230	150	60	270	120	125
ЧГ – 160	160	300	175	224	160	505	30	315	280	190	75	350	135	140

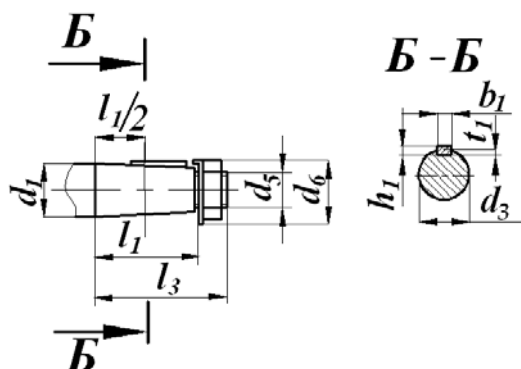


Рис. П.13. Концы быстроходных валов редукторов ЧГ

Таблица П.22

Размеры концов быстроходных валов, мм (см. рис. П.13)

Типоразмер редуктора	d_1	d_3	d_5	d_6	l_1	l_3	b_1	h_1	t_1
ЧГ – 63	22	20,9	M12×1,25	19	36	50	4	4	2,5
ЧГ – 80	28	26,8	M16×1,5	24	42	60	5	5	3,0
ЧГ – 100	28	26,8	M16×1,5	24	42	60	5	5	3,0
ЧГ – 125	32	30,2	M20×1,5	30	58	80	6	6	3,5
ЧГ – 160	40	37,3	M24×2	36	82	110	10	8	5,0

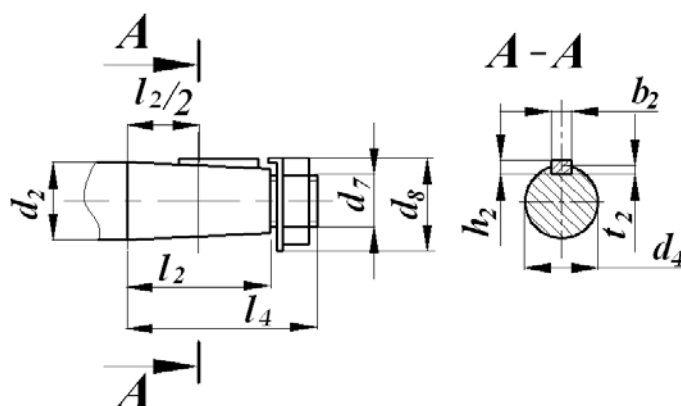


Рис. П.14. Концы тихоходных валов редукторов ЧГ

Таблица П.23

Размеры концов тихоходных валов, мм (см. рис. П.14)

Типоразмер редуктора	d_2	d_4	d_7	d_8	l_2	l_4	b_2	h_2	t_2
ЧГ – 63	28	26,8	M16×1,5	19	24	60	5	5	3,0
ЧГ – 80	35	33,2	M20×1,5	24	30	80	6	6	3,5
ЧГ – 100	45	42,3	M30×2	24	46	110	12	8	5,0
ЧГ – 125	55	52,3	M36×3	30	55	110	14	9	5,5
ЧГ – 160	70	66,5	M48×3	36	75	140	18	11	7,0

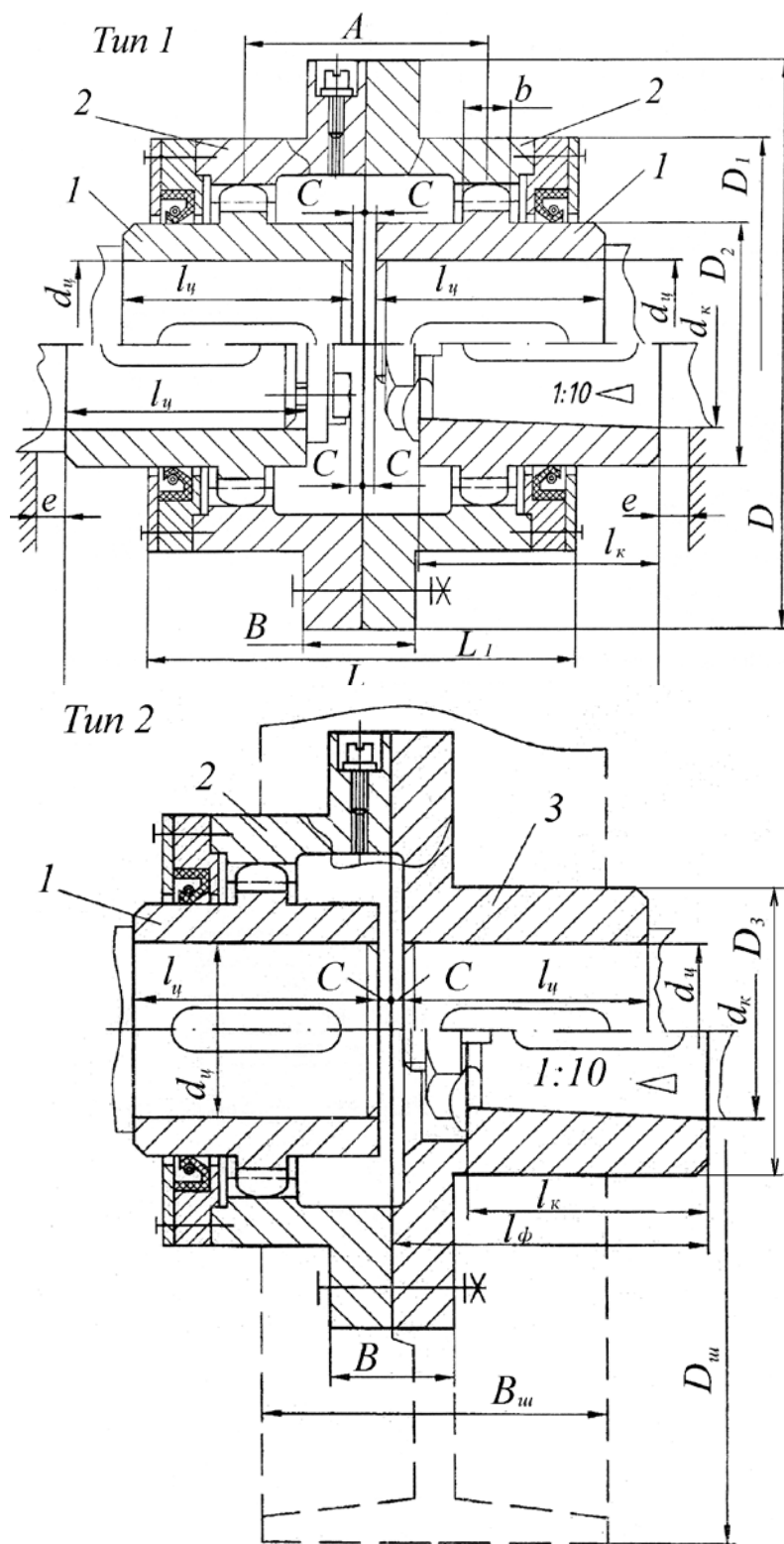


Рис. П.15. Муфты зубчатые типов 1 и 2 исполнение 1 и 2 по ГОСТ Р50895-96 [8]:

1 – втулка зубчатая; 2 – обойма зубчатая; 3 – полумуфта фланцевая;
 исполнение 1 – полумуфта с цилиндрической расточкой; исполнение
 2 – полумуфта с конической расточкой

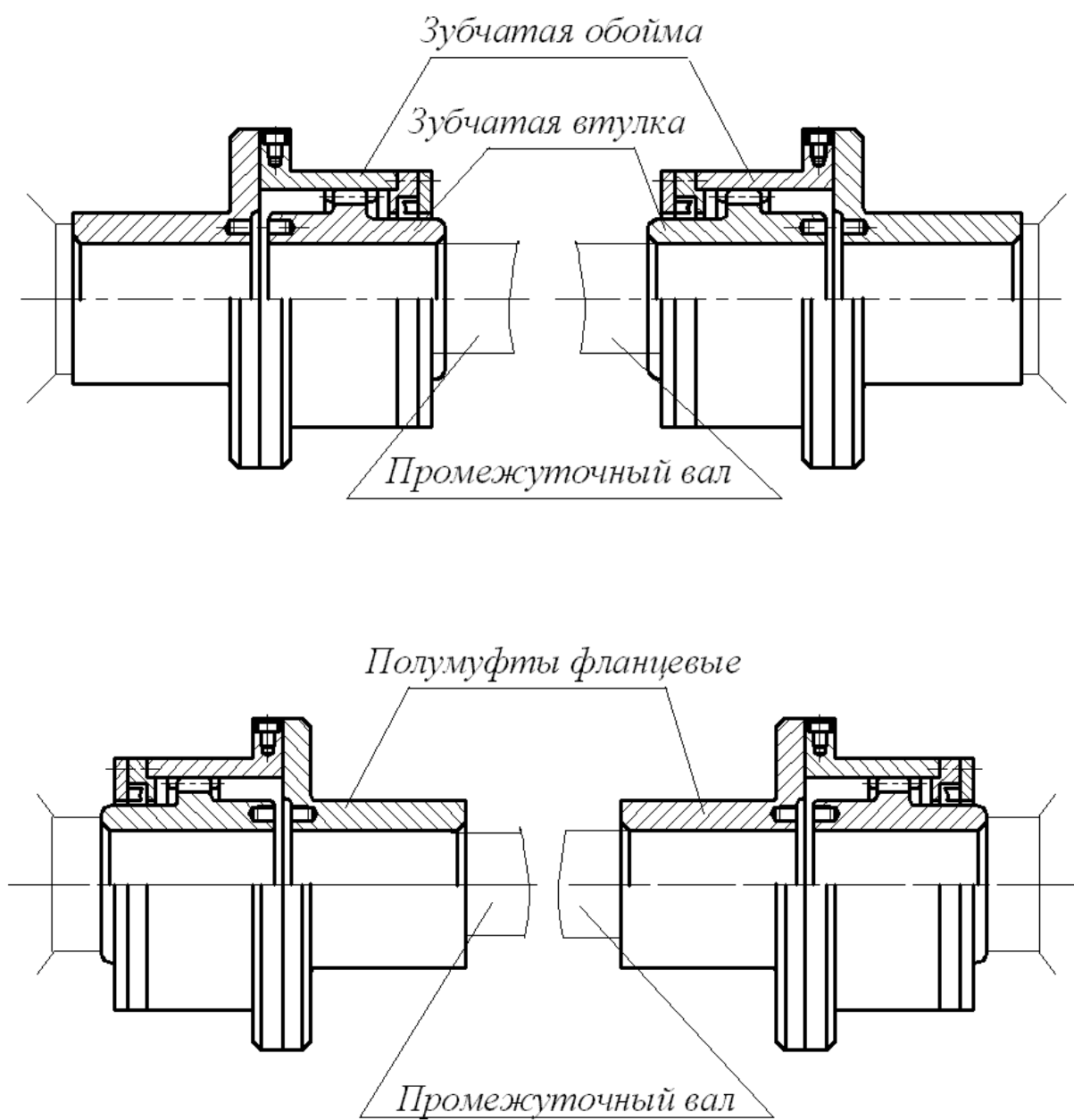


Рис П.16. Варианты сборки зубчатых муфт типа 2 с промежуточными валами

Таблица П. 24

Основные параметры и размеры зубчатых муфт

Номер муфты	Номинальный крутящий момент, H_m	Размеры, мм									
		d_u, d_k	d_2	D	D_1	D_2	D_3	L	B	L_1	A
		не более									
1	1000	40	M24×2	145	100	60	65	174	34	115	60
2	1600	55	M36×3	170	125	80	90			145	75
3	2500	60	M42×3	185	135	85	95	220	40		
4	4000	65		200	150	95	105			160	85
5	6300	80	M56×4	230	175	115	130	270		215	125
6	10000	100	M72×4	270	200	145	170	340	50	235	145
7	16000	120	M90×4	300	230	175	205	345		270	180

Окончание табл. П.24

Номер муф- ты	Номинальный крутящий момент, H_m	Размеры, мм			Параметры зубчатого зацепления			Масса для типа 1, кг, не более
		l_u $, l_k$	l_ϕ	e	m	z	b не менее	
		не более						
1	1000	82	110	12	2,5	30	12	6.7
2	1600					38	15	9,2
3	2500	105	140	18	3,0	35	20	10,2
4	4000					40		15,2
5	6300	130	170			48		22,6
6	10000	165	217			56	25	36,9
7	16000				4,0	48	30	62.5

Примечание: Размер «С» - зазор для всех муфт не менее 5 мм.

Примеры условного обозначения:

муфта типа 1 с номинальным крутящим моментом 4000 Н·м, диаметрами посадочных отверстий во втулках 65 мм, со втулками исполнения 1, климатического исполнения У, категории размещения 2:

Муфта 1-4000-65-1У2 ГОСТ 50895-96.

то же, типа 2 с диаметрами посадочных отверстий во фланцевых полумуфтах 55 мм:

Муфта 2-4000-65-55-1У2 ГОСТ 50895-96.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Расчет механизма подъема груза.....	4
1.1. Общие положения	4
1.2. Выбор системы подвешивания груза (схемы запасовки каната грузового полиспаста).....	4
1.3. Выбор диаметра каната полиспаста	6
1.4. Геометрические размеры барабана и блоков полиспаста	9
1.5. Расчет грузовой лебедки	12
Глава 2. Расчет механизма передвижения крана	23
2.1. Общие положения	23
2.2. Выбор кинематической схемы механизма	24
2.3. Нагрузки на ходовые колеса	24
2.4. Выбор и расчет ходовых колес	29
2.5. Расчет общего сопротивления передвижению крана	31
2.6. Выбор электродвигателя	35
2.7. Выбор редуктора	36
2.8. Фактическая скорость передвижения	37
2.9. Расчет элементов открытой зубчатой передачи...	39
2.10. Выбор соединительных муфт	40
2.11. Оценка работоспособности механизма передвижения.....	42
2.12. Выбор тормоза	48
Глава 3. Расчет механизма передвижения тележки с канатной тягой	51
3.1. Общие положения	51
3.2. Конструкции механизмов передвижения тележек	52
3.3. Выбор ходового колеса тележки	53
3.4. Общее сопротивление передвижению тележки ...	54
3.5. Выбор каната	58
3.6. Основные геометрические размеры канатного барабана	59
3.7. Расчет тяговой лебедки	60

3.8. Проверочные расчеты работоспособности электродвигателя и тормоза тяговой лебедки	66
3.9. Особенности расчета механизма передвижения подвесной грузовой тележки	68
Глава 4. Расчет механизма передвижения тележки с приводными колесами.....	70
4.1. Кинематическая схема и данные для расчета	70
4.2. Сопротивление передвижению тележки	71
4.3. Выбор электродвигателя, редуктора и соединительных муфт	74
4.4. Выбор тормоза	79
Библиографический список	84
Приложения	85

Учебное издание

Аделина Борисовна Зырянова
Евгений Григорьевич Кучумов
Елена Николаевна Корепанова

РАСЧЕТЫ МЕХАНИЗМОВ КРАНОВ ДЛЯ ЛЕСНЫХ ГРУЗОВ

Учебное пособие

Редактор Е.Л. Михайлова
Оператор Е.Н. Корепанова
Компьютерная верстка О.А. Казанцевой

Подписано в печать 27.10.09	Формат 60×84 1/16
Бумага тип. №	Печать офсетная
Усл. печ. л. 6,97	Тираж 100 экз.
	Уч.-изд. л. 3,15
	Заказ №

ГОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический университет»
620100, Екатеринбург, Сибирский тракт, 37

Размножено с оригинал-макета
Типография «Уральский центр академического обслуживания».
620219, Екатеринбург, ул. Первомайская, 9